



FINAL PROJECT- TM 091585

**CYCLE-TEMPO SIMULATION
EFFECT OF HIGH PRESSURE HEATER OPERATION FOR
PERFORMANCE OF STEAM POWER PLANT 200 MW
PT . PJB GRESIK**

**RIZKI CANDRA ADITYA
NRP 2109 100 129**

**Supervisor
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME
NIP. 195312191981031001**

**Mechanical Engineering Department
Faculty of Industrial Engineering
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2016**



TUGAS AKHIR- TM 091585

SIMULASI CYCLE-TEMPO

**PENGARUH OPERASI *HIGH PRESSURE HEATER* TERHADAP
PERFORMA PLTU 200 MW PT. PJB GRESIK**

**RIZKI CANDRA ADITYA
NRP 2109 100 129**

**Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME
NIP. 195312191981031001**

**Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2016**

**SIMULASI CYCLE - TEMPO PENGARUH OPERASI
HIGH PRESSURE HEATER TERHADAP PERFORMA
PLTU 200 MW PT. PJB GRESIK**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

RIZKI CANDRA ADITYA
NRP. 2109100129

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME.....(Pembimbing)
(NIP. 195312191981031001)
2. Ary Bachtiar K.P., ST., MT., PhD.....(Penguji I)
(NIP. 197105241997021001)
3. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.....(Penguji II)
(NIP. 197301161997021001)
4. Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT.....(Penguji III)
(NIP. 197104051997021001)

SURABAYA
Januari 2016

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	vi
KATA PENGANTAR	viii
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xiv
DAFTAR TABEL	xvi
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan Penelitian.....	3
1.5 Manfaat Penulisan.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Siklus Pembangkit Daya Uap.....	5
2.2 Komponen-Komponen Sistem Pembangkit Daya Uap.....	6
2.2.1 Boiler.....	6
2.2.2 Turbin.....	7
2.2.3 Kondensor.....	8
2.2.4 Pompa.....	9
2.2.5 <i>Feedwater Heater</i>	9
2.3 Analisis Termodinamika.....	11
2.3.1 Siklus Rankine.....	11
2.3.2 Perhitungan Kerja dan Perpindahan Kalor.....	12
2.3.3 Analisis <i>Open Feedwater Heater</i>	13
2.3.4 Analisis <i>Closed Feedwater Heater</i>	14
2.3.5 Perhitungan Fraksi Massa.....	15
2.3.6 Perhitungan Efisiensi Siklus.....	16
2.3.7 Perhitungan Laju Kalor.....	16
2.4 Penjelasan Perangkat Lunak <i>Cycle-Tempo</i>	17
2.4.1 Penjelasan Apparatus Perangkat Lunak <i>Cycle-Tempo</i>	17
2.4.2 Flowchart Perhitungan <i>Cycle-Tempo</i>	21
2.4.3 Prinsip Perhitungan <i>Cycle-Tempo</i>	22

2.4.4	Hasil dari Diagram Alir.....	25
2.5.	Penelitian Terdahulu.....	26
2.5.1	Akbar Kurnia.....	26
2.5.2	Dendi Junaidi.....	27
2.5.3	Harry G. Stoll.....	29
2.5.4	Sri Sudadiyo.....	30
BAB III METODOLOGI		
3.1	Pemodelan Pembangkit pada <i>Cycle-Tempo</i>	31
3.2	Analisis Termodinamika Pembangkit Unit 3 PT. PJB Gresik	32
3.3	Data Desain High Pressure Heater Unit 3 PT PJB Gresik	34
3.4	Variasi Ekstraksi Uap <i>High Pressure Heater</i>	36
3.5	Flowchart Penelitian	39
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN		
4.1	Data dan Model Pembangkit Unit 3 PT.PJB Gresik	41
4.2	Membangun Pemodelan Awal Pembangkit berdasarkan Data Heat Balance PT.PJB Unit 3 Gresik	43
4.3	Perbandingan Hasil Data Eksisting Cycle-Tempo dengan Data Eksisting Heat Balance PT PJB Unit 3 Gresik	46
4.4	Analisis PLTU PT. PJB Unit 3 Gresik Setelah Dilakukan Pemvariasian	48
4.5	Perbedaan Hasil Simulasi <i>cycle-tempo</i> dengan data <i>heat balance</i> PLTU.	52
4.5.1	Daya Bangkitan Turbin <i>High Pressure</i>	52
4.5.2	Daya Bangkitan Turbin <i>Intermediate Pressure</i>	53
4.5.3	Daya Bangkitan Turbin <i>Low Pressure</i>	54
4.5.4	Daya <i>Condensate Pump</i>	55
4.5.5	Daya <i>Boiler Feed Pump</i>	55
4.6	Hasil Analisis Sebelum dan Sesudah dilakukan Analisis.	56
4.6.1	Analisis Heat Rate Netto Setelah dan Sebelum Dilakukan Variasi.....	56

4.6.2	Analisis Daya Netto Sebelum dan Sesudah Dilakukan Variasi.....	58
4.6.3	Analisis Efisiensi Netto Sebelum dan Sesudah Dilakukan Variasi.....	60
4.6.4	Analisis Performa Pembangkit Setelah dilakukan Variasi	61
BAB V	PENUTUP	
5.1	Kesimpulan	63
5.2	Saran	63
DAFTAR PUSTAKA	65



DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Variasi kondisi pada High Pressure Heater	25
Tabel 4.1 Data Propertis Kondisi Eksisting	27
Tabel 4.2 Variasi Operasi High Pressure Heater	34
Tabel 4.3 Propertis aliran massa HPH setelah dilakukan variasi	37
Tabel 4.4 Propertis Pembangkit Setelah Variasi	38



DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Skema PLTU Unit 3 Gresik	1
Gambar 2.1	Komponen sistem pembangkit tenaga uap	5
Gambar 2.2	Foto <i>Boiler</i>	7
Gambar 2.3	Foto Turbin.....	8
Gambar 2.4	Foto Kondensor	8
Gambar 2.5	Foto <i>High Pressure Heater</i>	10
Gambar 2.6	Skema dan T-s Diagram Siklus Rankine.....	11
Gambar 2.7	<i>Open feedwater heater</i>	1
Gambar 2.8	<i>Closed feedwater heater</i>	14
Gambar 2.9	Siklus <i>regenerative</i>	15
Gambar 2.10	<i>Boiler</i> dalam <i>cycle-tempo</i>	17
Gambar 2.11	Turbin dalam <i>cycle-tempo</i>	18
Gambar 2.12	<i>Condenser</i> dalam <i>cycle-tempo</i>	19
Gambar 2.13	<i>Feedwater heater</i> dalam <i>cycle-tempo</i>	20
Gambar 2.14	<i>Deaerator</i> dalam <i>cycle-tempo</i>	20
Gambar 2.15	Contoh skema pembangkit dalam <i>cycle-tempo</i>	23
Gambar 2.16	Contoh skema matriks dalam <i>cycle-tempo</i>	23
Gambar 2.17	Grafik efisiensi pembangkit aktual dan pada setiap variasi dengan <i>gatecycle</i>	26
Gambar 2.18	Hubungan jumlah penambahan <i>feedwater heater</i> dengan efisiensi pembangkit.....	27
Gambar 2.19	<i>Feedwater Heater Repowering non-reheat steam cycle</i>	29
Gambar 2.20	Pemodelan siklus PCU untuk RGTT200K dengan <i>cycle-tempo 5.0</i>	30
Gambar 3.1	Pemodelan Pembangkit pada <i>cycle - tempo</i>	31
Gambar 3.2	Model PLTU Unit 3 PT PJB Gresik pada <i>cycle - tempo</i>	32
Gambar 3.3	Diagram T-S model Pembangkit unit 3 PT. PJB Gresik.....	33
Gambar 3.4	Data Spesifikasi <i>High Pressure Heater</i>	35

Gambar 3.5	Kondisi awal ekstraksi pada <i>High Pressure Heater</i>	36
Gambar 3.6	Variasi kondisi operasi pada <i>High Pressure Heater</i>	37
Gambar 4.1	Permodelan <i>cycle-tempo</i> dengan memasukkan semua <i>apparatus</i> berdasarkan pembangkit PT PJB Unit 3 Gresik.....	44
Gambar 4.2	Hasil Permodelan pembangkit PT PJB Unit 3 Gresik pada <i>cycle-tempo</i>	45
Gambar 4.3	Kondisi awal 3 buah <i>high pressure heater</i> berdasarkan <i>heat balance</i>	46
Gambar 4.4	Kondisi tiap variasi dengan menjaga aliran massa <i>main steam</i> tetap.....	49
Gambar 4.5	Kondisi aliran massa pada high pressure heater.....	50
Gambar 4.6	Profil aliran massa pada turbin <i>High Pressure</i>	52
Gambar 4.7	Profil aliran massa pada turbin <i>Intermediate Pressure</i>	53
Gambar 4.8	Profil aliran massa pada turbin <i>Low Pressure</i>	54
Gambar 4.9	Profil aliran massa pada <i>Condensate Pump</i>	55
Gambar 4.10	Profil aliran massa pada <i>Boiler Feed Pump</i>	55
Gambar 4.11	Grafik Heat Rate pada Kondisi Eksisting dan Kondisi Variasi Berdasarkan <i>Cycle-Tempo</i>	55
Gambar 4.12	Grafik Daya pada Kondisi Eksisting dan Kondisi Variasi Berdasarkan <i>Cycle-Tempo</i>	55
Gambar 4.13	Grafik efisiensi pembangkit eksisting dan pada setiap variasi	55

KATA PENGANTAR

Puji syukur saya ucapkan atas kehadiran Allah SWT atas tuntunan-Nya penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul : **SIMULASI CYCLE-TEMPO PENGARUH OPERASI HIGH PRESSURE HEATER TERHADAP PERFORMA PLTU 200 MW PT. PJB GRESIK**. Tugas Akhir ini disusun sebagai salah satu syarat untuk memenuhi persyaratan kelulusan Pendidikan Sarjana Teknik S-1 pada Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penyusunan Tugas Akhir ini dapat terlaksana dengan baik atas bantuan dan kerjasama dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada :

1. Ayah dan ibu, Adi Marinto dan Tuty Suharwati sebagai orang tua terbaik yang telah memberikan doa, motivasi, dan kesabarannya untuk menantikan kelulusan putra tercintanya.
2. Kedua kakakku, Bayu Perdana dan Paramita Nur Ratri sebagai kakak yang selalu memberikan contoh, tuntunan serta semangatnya.
3. Keluarga Besar Adi Marinto, Afrida Nurmallasari, Pramudia Adriyanto, serta keponakan-keponakanku Bian, Rakai, Banu, dan Nada yang telah senantiasa memberikan keceriaan serta dorongan semangatnya.
4. Bapak Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo ME, selaku dosen pembimbing terbaik serta ayah kedua yang telah memberikan pembelajaran hidup serta membimbing dan mengarahkan penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini
5. Bapak Ir. Bambang Pramudjati, M.Sc.Eng, PhD, selaku ketua jurusan Teknik Mesin ITS, Bapak Wahyu Wijanarko S.T, M.Sc, selaku dosen wali, dan seluruh dosen Teknik Mesin yang telah memberikan ilmu dan pengajarannya selama ini
6. Bapak Ary Bachtiar K.P., ST., MT., PhD, Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, ST.,MT , dan Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, ST., MT selaku dosen penguji yang telah

membuka wawasan, saran, dan kritik penulis hingga tersusunnya Tugas Akhir ini.

7. Karyawan jurusan Teknik Mesin ITS yang telah membantu melancarkan penulis dalam kuliah, baik akademis maupun non akademis.
8. Ari, Sekar, Nia, Nazilah, Bobby, Dian, Hayu sebagai sahabat dan teman seperjuangan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
9. Teman-teman di laboratorium Perpindahan Panas, Fufu, Mbeng, Rony, Raymond, Iqbal, Gentjer, Kukuh, Rony, dan masih banyak penghuni lain yang selalu membantu mengegerkan maupun menenangkan laboratorium.
10. Teman-teman nongkrong, mulai dari Aan, Wawan, Gege, Prim, Wepe, Paidi, Dion, Marios, Blup, Ongki, dan masih banyak lagi begitu juga penghuni yang tidak kasat mata.
11. Seluruh Saudaraku M52, Santos, Iping, Fatchur, Jatmiko, yang telah menjadi penyemangat, pelopor angkatan, dan semoga persaudaraan kita semua tetap terjaga.
12. Seluruh SMRM yang telah menemani penulis dari kuliah hingga mencapai kelulusan ini.
13. Sahabat kecilku hingga sekarang, kiki, gendon, dicky, anggana, pencor, yang telah memberikan bantuan serta kenangan yang selalu teringat sebagai penyemangat.
14. Semua pihak yang tidak dapat Penulis sebutkan satu persatu yang telah membantu dalam proses penyelesaian Tugas Akhir ini.

Sekalipun Tugas Akhir ini selesai melalui proses yang cukup panjang dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan tugas akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut.

Penulis berharap semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2016

Penulis

**SIMULASI CYCLE-TEMPO PENGARUH OPERASI HIGH
PRESSURE HEATER TERHADAP PERFORMA
PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP 200 MW
PT. PJB GRESIK**

Nama Mahasiswa : Rizki Candra Aditya
NRP : 2109 100 129
Jurusan : Teknik Mesin, FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME

ABSTRAK

Salah satu jenis pembangkit yang banyak di gunakan adalah pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) yang bekerja dengan siklus Rankine. Salah satu produsen listrik yang menggunakan jenis pembangkit listrik tenaga uap adalah PT PJB Unit Pembangkit Gresik Secara umum daya yang dihasilkan pada unit pembangkit 3 PT PJB Gresik rata-rata sebesar 200 MW. Daya tersebut dihasilkan melalui tiga turbin yang dipasang satu poros, yaitu yang terdiri dari HP (High Pressure), IP (Intermediate Pressure), dan LP (Low Pressure). Pada unit pembangkit tiga tersebut digunakan 2 jenis sistem feedwater heater yaitu dengan susunan 7 closed feedwater heater dan 1 open feedwater heater. High pressure heater (HPH) berfungsi untuk meningkatkan temperatur air yang akan dipanaskan di dalam boiler sehingga energi yang dibutuhkan oleh boiler lebih sedikit dibandingkan tanpa HPH. Kondisi HPH sering menghadapi masalah sehingga harus tidak dioperasikan karena mengalami perbaikan. Dalam hal ini diperlukan studi lebih lanjut untuk mengetahui pengaruh operasi HPH terhadap performa pembangkit.

Penelitian mengenai pengaruh operasi high pressure heater terhadap performa pembangkit ini dilakukan dengan perhitungan melalui software cycle-tempo. Perhitungan software cycle-tempo dilakukan dengan menggunakan data heat balance dari pembangkit. Pemodelan pembangkit dilakukan didalam software cycle-tempo sehingga dapat dilakukan enam kondisi

variasi terhadap operasi HPH. Variasi 1 kondisi HPH 3 mati, variasi 2 kondisi HPH 2 mati, variasi 3 kondisi HPH 1 mati, variasi 4 kondisi HPH 2 dan 3 mati, variasi 5 kondisi HPH 1 dan 3 mati, variasi 6 kondisi HPH 1 dan 2 mati.

Hasil penelitian yang telah didapatkan oleh software cycle-tempo untuk kondisi eksisting adalah daya sebesar 198.879 MW dan efisiensi sebesar 43.541 %. Penelitian ini membandingkan bahwa kondisi pada software cycle-tempo dengan kondisi aktual berbeda dimana daya pada kondisi aktual sebesar 200 MW dan efisiensi sebesar 45.38 % menjelaskan bahwa prosentase losses pada daya sebesar 0.56%. Kondisi eksisting dalam software cycle-tempo ini mempunyai efisiensi tertinggi diantara kondisi variasi yang lain. Hasil dari kondisi variasi yang telah dilakukan melalui software cycle-tempo mendapatkan hasil paling optimal pada kondisi variasi ke tiga dengan daya sebesar 214.517 MW dan efisiensi sebesar 43.457 %.

Kata kunci : Pengaruh Operasi High Pressure Heater, Performa Pembangkit, Software Cycle-Tempo

**CYCLE-TEMPO SIMULATION EFFECT OF
HIGH PRESSURE HEATER OPERATION FOR
PERFORMANCE OF STEAM POWER PLANT 200 MW
PT . PJB GRESIK**

Name : Rizki Candra Aditya
NRP : 2109 100 129
Department : Teknik Mesin, FTI-ITS
Supervisor : Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME

Abstract

One type of power plant who usually used is the steam power plant (power plant) which works with the Rankine cycle. One of electricity producers that use this type of power plant steam generator unit is PT PJB Gresik. In general, the power generated in the generator unit 3 PT PJB Gresik average of 200 MW. The power generated by three turbines installed in one shaft, which is consists of HP (High Pressure), IP (Intermediate Pressure) and LP (Low Pressure). In the three generating units are used two types of feedwater heater system is by arrangement 7 closed feedwater heater and one open feedwater heater. High pressure heater (HPH) is used to raise the temperature of the water who will be heated in the boiler so that the energy required by the boiler less than without HPH. Condition of HPH often face a problem that should not be operated because of a maintenance. In this case is required further study to determine the effect of HPH operations on plant performance.

Research on the effect of high pressure heater operation of the plant performance is done through calculation by software cycle-tempo. Calculations of cycle-tempo is conducted by using data of heat balance of the plant. Plant modeling done in the cycle-tempo so that can be done by six variations of the operating conditions of HPH. Variation number 1 HPH 3 in off

conditions, variation number 2 HPH 2 in off condition, variation number 3 HPH 1 in off condition, variation number 4 HPH 2 and 3 in off conditions, variation number 5 HPH 1 and 3 in off conditions, variation number 6 HPH 1 and 2 in off conditions.

Results of research that have been running by the cycle-tempo in existing condition is a power of 198.879 MW and an efficiency of 43.541 %. This study compares that conditions in the cycle-tempo with actual conditions differ on the actual conditions in which the power of 200 MW and an efficiency of 45.38% who explained that the percentage losses in the power of 0.56%. Existing condition in cycle-tempo software has a highest efficiency among other conditions variation. Results of the condition of variation that has been done through cycle-tempo to get optimal results on the condition of variation number 3 with a power of 214.517 MW and an efficiency of 43.457%.

Key words : Effect of High Pressure Heater Operation, Performance Plants , Cycle – Tempo Software

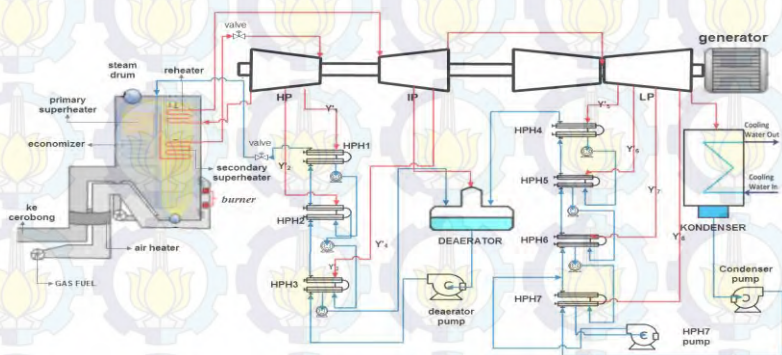
BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pembangkit listrik tenaga uap sebagai penghasil sumber listrik yang biasa dipakai dalam kehidupan sehari-hari mengalami berbagai evaluasi dalam kinerjanya. Analisis performa pembangkit listrik tenaga uap tersebut perlu dilakukan agar dapat menaikkan tingkat efisiensi sistem dimana perbandingan bahan bakar yang sama dapat menghasilkan kerja sistem yang lebih tinggi dan pasokan listrik ke masyarakat lebih baik.

Salah satu produsen listrik yang menggunakan jenis pembangkit listrik tenaga uap adalah PT PJB Unit Pembangkit 3 Gresik. PT PJB Gresik mempunyai tiga jenis pembangkit listrik yaitu PLTGU (Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap), PLTU (Pembangkit Listrik Tenaga Uap), dan PLTG (Pembangkit Listrik Tenaga Gas). Pada tugas akhir ini yang ditinjau adalah pada bagian PLTU khususnya unit pembangkit 3 pada PT PJB Gresik.



Gambar 1.1 Skema PLTU Unit 3 Gresik

Secara umum daya yang dihasilkan pada unit pembangkit 3 PT PJB Gresik rata-rata sebesar 200 MW. Daya tersebut dihasilkan melalui tiga turbin yang dipasang satu poros, yaitu yang terdiri dari HP (*High Pressure*), IP (*Intermediate*

Pressure), dan LP (*Low Pressure*). Pada unit pembangkit tiga tersebut digunakan 2 jenis sistem *feedwater heater* yaitu dengan susunan 7 *closed feedwater heater* dan 1 *open feedwater heater*.

Feedwater heater ini digunakan untuk menaikkan temperatur air yang akan di panaskan di dalam boiler, sehingga dalam pengaturan boiler dapat ditentukan apakah untuk menaikkan suhu dari *main steam* menuju *steam turbine* atau menurunkan konsumsi bahan bakar yang digunakan. Sumber energi *feedwater heater* berasal dari hasil ekstraksi *steam turbine*, dimana dalam pengekstraksiannya dapat menurunkan efisiensi dari turbin.

Kondisi fisik dari *steam turbine* memungkinkan untuk melakukan penambahan berupa *feedwater heater*. *Feedwater heater* juga sering menghadapi masalah sehingga harus dilakukan perbaikan. Studi lebih lanjut diperlukan untuk mengetahui pengaruh sistem operasi pada *feed water heater* terhadap performa pembangkit dengan menggunakan perangkat lunak *cycle-tempo*.

1.2 Rumusan Masalah

Pembangkit listrik tenaga uap secara umum terdiri dari *boiler*, turbin uap, kondensor dan juga pompa. Peningkatan efisiensi dari pembangkit tenaga uap bisa dilakukan dengan penambahan *economizer* dan *superheater* pada *boiler* secara optimal. Setekah melakukan penambahan tersebut maka itu dapat dilakukan penambahan *feedwater heater* untuk meningkatkan temperatur fluida yang akan dipanaskan pada *boiler*. Sumber energi untuk pemanasan pada *feedwater heater* berasal dari ekstraksi turbin uap. *Feedwater heater* ini juga mngalami permasalahan dalam kinerjanya sehingga perlu dilakukan perbaikan pada *feedwater heater* agar dapat ditentukan pengaruh operasi *feedwater heater* terhadap performa PLTU. Analisis dalam tugas akhir ini dilakukan untuk mendapatkan informasi tentang pengaruh operasi *feedwater heater* pada bagian *high pressure heater* pada pembangkit tenaga uap terhadap performa

pembangkit secara keseluruhan dengan menggunakan perangkat lunak *cycle-tempo*.

1.3 Batasan Masalah

Beberapa batasan masalah dan asumsi yang ada dalam penelitian ini yaitu:

1. Analisis berdasarkan data *heat balance* PLTU PT PJB unit 3 Gresik.
2. Kondisi operasi adalah tunak.
3. Efek perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
4. Perhitungan dilakukan berdasarkan analisis termal.
5. Simulasi dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak *cycle-tempo*.
6. Perhitungan *leak off* pada *heat balance* dalam *software* diabaikan.
7. Tidak ada *pressure drop* dalam *tube* pada seluruh *feedwater heater*.
8. Nilai dari *m main steam* dari *boiler* dianggap konstan.
9. Nilai *effectiveness* pada *feedwater heater* adalah 1.
10. Nilai efisiensi pada generator adalah 1.

1.4 Tujuan Penelitian

Berdasarkan latar belakang dan rumusan masalah di atas, tujuan penelitian ini adalah untuk mengetahui pengaruh operasi *high pressure heater* terhadap seluruh performa pembangkit daya uap dengan menggunakan perangkat lunak *cycle-tempo*.

1.5 Manfaat Penelitian

Berdasarkan tujuan di atas, manfaat dari penelitian ini dapat digunakan sebagai informasi mengenai pengaruh operasi *high pressure heater* terhadap seluruh performa pembangkit listrik tenaga uap.

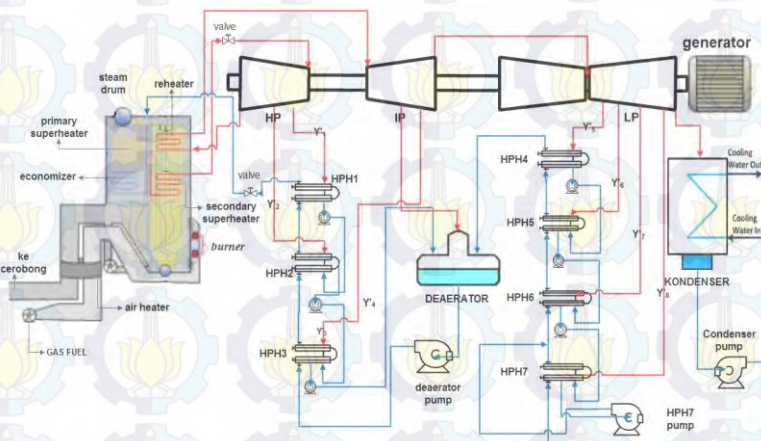


BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Siklus Pembangkit Daya Uap

Siklus merupakan rangkaian dari beberapa proses dari beberapa tingkat keadaan ke tingkat keadaan semula secara berulang. Dalam penelitian ini siklus yang digunakan pembangkit unit 3 PT PJB Gresik adalah siklus pembangkit daya uap. Pada pembangkit daya uap, fluida yang diproses berupa air. Air tersebut berfungsi sebagai fluida kerja dimana dalam siklus kerjanya mengalami beberapa proses seperti pemanasan, penguapan, ekspansi, pendinginan, dan kompresi.



Gambar 2.1 Komponen sistem pembangkit tenaga uap

Pada gambar 2.1 siklus di atas komponen-komponen utama yang menunjang kinerja dari sistem tersebut terdiri dari boiler, turbin, kondensor, *feedwater heater*, dan pompa dengan menggunakan siklus termodinamika. Sistem operasi dari siklus siklus termodinamika ini memerlukan beberapa evaluasi dalam tiap-tiap komponen untuk meningkatkan efisiensi dari komponen-komponen tersebut.

Komponen utama dalam sistem pembangkit tenaga uap sangat vital pengaruhnya untuk meningkatkan efisiensi secara keseluruhan. Salah satu cara meningkatkan efisiensi pembangkit tenaga uap adalah dengan melakukan variasi ekstraksi steam atau uap bertekanan dari turbin uap untuk dialirkan ke *feedwater heater* sehingga meningkatkan suhu air yang akan dipanaskan di dalam boiler. Peningkatan suhu air masuk boiler dapat meningkatkan efisiensi pembangkit tenaga uap dalam 2 arti yaitu meningkatkan suhu uap yang masuk ke turbin uap atau mengurangi penggunaan bahan bakar untuk pembakaran pada boiler.

Sumber energi yang digunakan dalam *feedwater heater* berasal dari hasil ekstraksi turbin uap. Bentuk turbin uap yang bertingkat memungkinkan ekstraksi pada turbin uap dilakukan pada beragam tingkatan maupun besar volume uap yang akan diekstraksi. Pengekstraksian uap pada turbin uap cenderung mengakibatkan penurunan performa dari kerja turbin, sehingga diperlukan perhitungan operasi *high pressure heater* dalam ekstraksi turbin uap. Perhitungan operasi *high pressure heater* ini dilakukan untuk menentukan penggunaan sumber energi untuk meningkatkan suhu air sebelum memasuki boiler secara optimal.

2.2 Komponen – komponen sistem pembangkit daya uap

2.2.1 Boiler

Boiler atau ketel uap adalah suatu perangkat pembangkit yang berfungsi untuk mengubah air menjadi uap. Boiler terdiri dari pipa-pipa berisi air. Pada bagian dasar terdapat *furnace* yang berfungsi untuk melakukan pembakaran guna menghasilkan panas. Panas ini akan digunakan untuk menguapkan air yang berada di pipa-pipa tersebut dan uap ini akan menggerakkan turbin. Uap yang dihasilkan boiler adalah uap panas lanjut dengan tekanan dan temperatur yang tinggi. Panas berasal dari pembakaran bahan bakar. Boiler pada PLTU Gresik Unit 3 dan 4 berkapasitas 643.000 kg/jam pada beban minimal. Tekanan uap air pada bagian outlet superheater 169 kg/cm² dengan temperatur

berkisar pada level 538°C . Boiler ditunjang oleh beberapa peralatan seperti ruang bakar, dinding pipa, *burner*, dan cerobong.



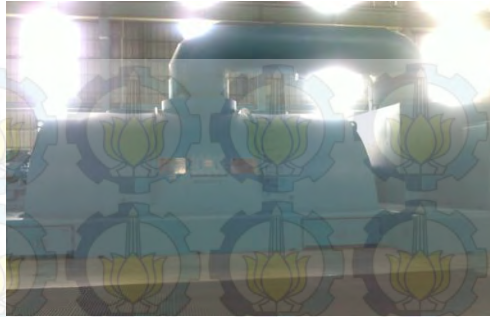
Gambar 2.2 Foto *Boiler*

Komponen yang terdapat didalam boiler yaitu:

- a. *Economizer* yang berfungsi untuk memanaskan air berasal dari *HPH* 8.
- b. *Primary superheater* yang berfungsi untuk memanaskan uap air yang berasal dari drum.
- c. *Secondary superheater* yang berfungsi untuk memanaskan uap air yang berasal dari *primary superheater* sehingga dihasilkan uap yang kering.
- d. *Reheater* yang berfungsi untuk memanaskan kembali uap kering bertekanan tinggi yang telah keluar dari turbin.

2.2.2 Turbin

Turbin uap berfungsi untuk mengubah energi panas yang terkandung dalam uap menjadi energi mekanik dalam bentuk putaran. Uap dengan tekanan dan temperatur yang tinggi mengalir melalui *nozzle* sehingga kecepatannya naik dan mengarah dengan tepat untuk mendorong sudu-sudu turbin yang dipasang pada poros. Poros turbin yang bergerak karena dorongan *nozzle* tersebut menghasilkan putaran (energi mekanik).

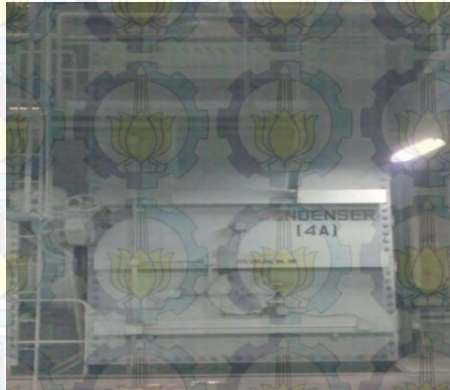


Gambar 2.3 Foto Turbin

Spesifikasi umum turbin yang digunakan pada PLTU unit 3 adalah kapasitas 200 MW pada putaran 3000 rpm, tekanan uap 169 kg/cm^2 , temperature uap yang masuk 538°C . Pada kondisi aktual turbin yang digunakan ada 3 macam yaitu :

- a. Turbin tekanan rendah (*Low Pressure Turbine*)
- b. Turbin tekanan sedang (*Intermediate Pressure Turbine*)
- c. Turbin tekanan tinggi (*High Pressure Turbine*)

2.2.3 Kondensor



Gambar 2.4 Foto Kondensor

Kondensor adalah peralatan yang digunakan dalam pembangkit tenaga uap untuk mengubah uap menjadi air. Proses

perubahan kondensor dilakukan dengan cara mengalirkan uap ke dalam suatu ruangan yang berisi pipa-pipa. Uap mengalir di luar pipa-pipa sedangkan air sebagai pendingin mengalir melalui bagian dalam pipa. Air pendingin diambil dari sumber yang menyediakan cukup banyak air seperti danau atau laut.

2.2.4 Pompa

Pompa merupakan peralatan untuk mengalirkan fluida dari tekanan rendah ke tekanan tinggi. Pompa pada pembangkit tenaga uap terdiri dari beragam jenis dan fungsi, salah satunya adalah *boiler feed pump*. *Boiler Feed Pump* menjadi bagian tidak terpisahkan dari sebuah pembangkit tenaga uap, dimana pompa ini memiliki fungsi untuk mensuplai air dalam proses pembakaran di dalam boiler.

Pompa yang banyak digunakan di PLTU yaitu :

- *Condensate Pump* adalah sebuah pompa yang berfungsi untuk memompa air pengisi dari *hot well* (penampung air kondensor) ke *deaerator*.
- *Boiler Feed Pump* adalah pompa bertekanan tinggi yang berfungsi untuk memompa air dari *deaerator* ke *boiler*.

2.2.5 Feedwater Heater

Feedwater heater merupakan suatu peralatan yang digunakan pada siklus pembangkit uap *regenerative*. *Feedwater heater* ini diharapkan ada dua hal yang bisa diraih yaitu untuk meningkatkan temperatur dari *feedwater* yang mana akan meningkatkan efisiensi keseluruhan dan juga untuk meminimalkan efek termal pada *boiler*. Prinsip kerja dari *feedwater heater* yaitu dengan memanaskan lagi air keluaran kondensor dengan menggunakan ceratan uap dari turbin dan pada instalasi tertentu ditambahkan juga *drain* dari *feedwater heater* lainnya. *Feedwater heater* ini menggunakan gabungan beberapa pemanas dengan tekanan tertentu sesuai dengan tekanan yang dicerat dari turbin. Jumlah yang optimal dan tipe yang baik dari *feedwater heater* sangat mempengaruhi kinerja siklus.

Feedwater heater terbagi dalam 2 jenis, yaitu *open feedwater heater* dan *closed feedwater heater*. *Open feedwater heater* dalam pembangkit ini adalah *deaerator* yang digunakan untuk menghilangkan kandungan oksigen yang terdapat pada air kondensat hasil proses *low pressure turbine*. Di dalam *deaerator*, air kondensat dihilangkan kandungan oksigen (udara) dengan cara semburan uap yang juga sekaligus memanaskan air. Lokasi *deaerator* yang berada di atas memudahkan dalam proses *deaerasi* dan airnya kemudian ditampung di dalam tangki *deaerator* (air pengisi).



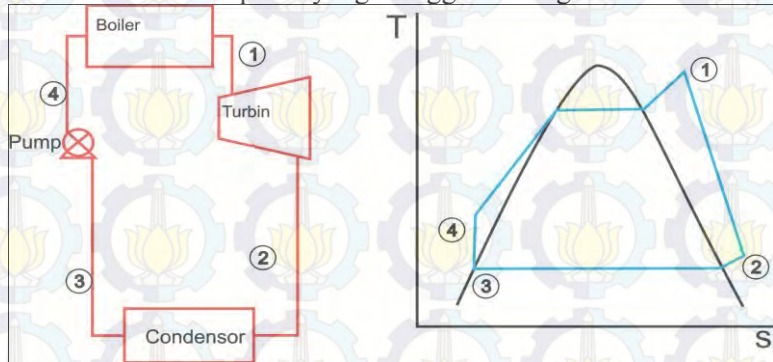
Gambar 2.5 Foto *High Pressure Heater*

Jenis *feedwater heater* lainnya adalah *closed feedwater heater* dalam pembangkit ini adalah *low pressure heater* dan *high pressure heater*. *Low pressure heater* digunakan sebagai pemanasan awal pada air yang akan digunakan sebagai fluida kerja. Pada PLTU unit 3-4 terdapat 4 buah *Low Pressure Heater*. Panas yang diperoleh pada instalasi ini berasal dari uap panas hasil ekstraksi turbin-turbin. *Low Pressure Heater* ini sama halnya dengan *high pressure heater*, instalasi ini digunakan sebagai pemanasan awal air kondensat sebelum memasuki boiler. Perbedaan dari kedua jenis *feedwater heater* ini adalah tekanan dan temperatur *outlet* dari *high pressure heater* lebih tinggi dari pada *low pressure heater*.

2.3 Analisis Termodinamika

2.3.1 Siklus Rankine

Siklus Rankine adalah aliran siklus termodinamika yang mengubah energi panas menjadi energi kerja/mechanik yang ditransmisikan oleh poros yang menggerakkan generator listrik.



Gambar 2.6 Skema dan T-s Diagram Siklus Rankine

Siklus Rankine terdapat 4 proses, dimana setiap proses mengubah keadaan fluida (tekanan dan atau wujud) sebagai berikut :

- Proses 1 – 2 :
Terjadinya proses ekspansi dari fluida kerja melalui turbin dari uap superheat pada kondisi 1 hingga mencapai tekanan kondenser
- Proses 2 – 3 :
Perpindahan kalor dari fluida kerja ketika mengalir pada tekanan konstan melalui kondenser dengan cairan jenuh pada kondisi 3
- Proses 3 – 4 :
Terjadinya proses kompresi dalam pompa menuju ke kondisi 4 dalam daerah cairan hasil kompresi
- Proses 4 – 1 :
Perpindahan kalor ke fluida kerja ketika mengalir pada tekanan konstan melalui boiler untuk menyelesaikan siklus

2.3.2 Perhitungan Kerja dan Perpindahan Kalor

Siklus Rankine seperti ditunjukkan gambar 2.6 diatas menunjukkan perpindahan kalor yang terjadi antara komponen pembangkit dengan sekelilingnya yang diabaikan untuk memudahkan analisis. Perubahan energi kinetik dan potensial juga diabaikan. Setiap komponen dianggap beroperasi pada kondisi tunak. Prinsip kekekalan massa dan energi dapat digunakan untuk mengembangkan persamaan perpindahan energi dari titik-titik kondisi seperti yang telah ditunjukkan dalam gambar 2.6 .

➤ Turbin

Dalam kasus ini uap pada boiler pada kondisi 1, yang berada pada temperatur dan tekanan yang sudah dinaikkan, berekspansi melalui turbin untuk menghasilkan kerja dan dibuang ke kondensor pada kondisi 2 dengan tekanan yang relatif rendah. Dengan mengabaikan perpindahan kalor dengan sekelilingnya, kesetimbangan laju energi dan massa untuk volume atur di sekitar turbin pada kondisi tunak menjadi :

$$0 = \cancel{\dot{Q}_{cv}} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[h_1 - h_2 + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right] \cancel{}$$

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2$$

➤ Kondensor

Pada kondensor terjadi perpindahan kalor dari uap ke air pendingin yang mengalir dalam aliran yang terpisah. Uap terkondensasi dan temperatur air pendingin meningkat. Pada kondisi tunak, kesetimbangan laju massa dan energi untuk volume atur yang melingkupi bagian kondensasi dari penukar kalor adalah :

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3$$

➤ Pompa

Kondensat cair yang meninggalkan kondensor pada kondisi 3 di pompa dari kondensor ke dalam *boiler* yang bertekanan lebih tinggi. Dengan menggunakan *volume* atur di sekitar pompa dan mengasumsikan tidak ada perpindahan kalor dengan sekitarnya, kesetimbangan laju massa dan energi adalah :

$$\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}} = h_4 - h_3$$

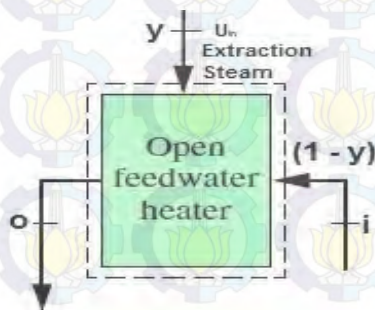
➤ Boiler

Fluida kerja menyelesaikan siklus ketika cairan yang meninggalkan pompa pada kondisi 4 dipanaskan sampai jenuh dan diuapkan di dalam *boiler*. Penggunaan *volume* atur yang melingkupi tabung *boiler* dan *drum* yang mengalirkan air pengisian dari kondisi 4 ke kondisi 1, kesetimbangan laju massa dan energi menghasilkan persamaan sebagai berikut :

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4$$

2.3.3 Analisis *Open Feedwater Heater*

Pada *heat exchanger* jenis ini aliran yang berbeda temperatur akan bercampur secara langsung tanpa adanya penyekat.



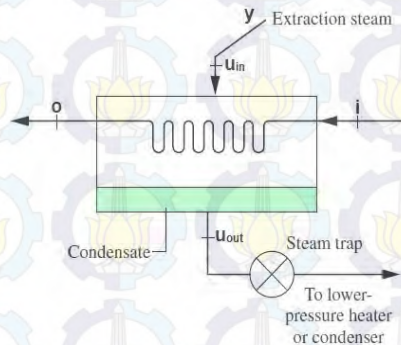
Gambar 2.7 *Open feedwater heater*

Fraksi y dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume atur di sekeliling pemanas air-pengisian. Jika tidak terjadi perpindahan kalor antara pemanas air-pengisian dan lingkungan sekitarnya serta efek energi kinetik dan potensial dapat diabaikan, kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi *steady* akan menghasilkan persamaan sebagai berikut :

$$0 = y h_{u_{in}} + (1 - y) h_i - h_o$$

2.3.4 Analisis Closed Feedwater Heater

Closed feedwater heater merupakan *heat exchanger* tipe *shell and tube*. Uap yang dicerat dari turbin akan dikondensasikan pada sisi *shell* sementara *feedwater* (air pengumpan) akan masuk melalui sisi *tube* dan menyerap panas dari uap tadi sehingga akan meningkatkan temperatur *feedwater* itu sendiri.



Gambar 2.8 *Closed feedwater heater*

Fraksi dari aliran total yang diekstraksi y dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume atur di sekeliling pemanas tertutup. Konservasi energi dan massa diasumsikan tidak terjadi perpindahan kalor antara pemanas air pengisian dan lingkungan sekelilingnya dan mengabaikan efek energi kinetik dan potensial

oleh karena itu kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi *steady state* dapat disederhanakan menjadi,

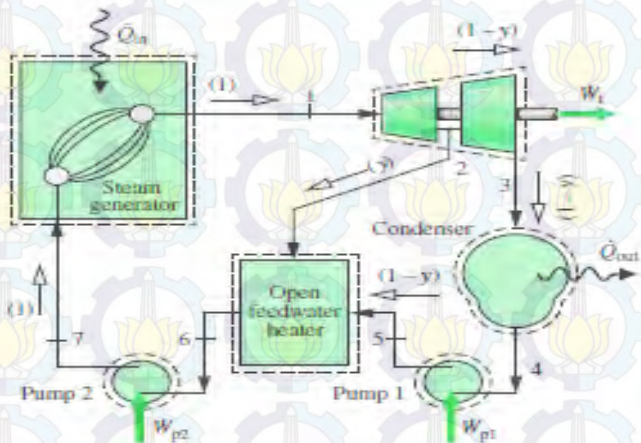
$$0 = y(h_{u_{in}} - h_{u_{out}}) + (h_i - h_o)$$

atau

$$y = \frac{h_o - h_i}{(h_{u_{in}} - h_{u_{out}})}$$

2.3.5 Perhitungan Fraksi Massa

Perhitungan fraksi massa digunakan untuk mengetahui laju aliran yang melalui tiap komponen pembangkit. Fraksi massa biasa digunakan pada siklus *regenerative*.



Gambar 2.9 Siklus *regenerative*

Dari gambar 2.9 di atas, langkah awal yang penting dalam menganalisis siklus uap *regenerative* adalah evaluasi terhadap laju aliran massa yang melalui setiap komponen. Penggunaan satu *volume* acuan yang melingkupi kedua tingkat turbin, kesetimbangan laju massa pada kondisi tunak adalah :

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_1$$

Dimana \dot{m}_1 adalah laju massa yang masuk ke dalam turbin tingkat pertama pada kondisi 1, \dot{m}_2 adalah laju massa yang diekstrak dan keluar pada kondisi 2, dan \dot{m}_3 adalah laju massa yang keluar dari turbin tingkat kedua pada kondisi 3, jika dibagi dengan \dot{m}_1 , maka akan diperoleh nilai berdasarkan unit massa yang melewati turbin tingkat pertama

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1$$

Jika fraksi dari aliran total yang diekstraksi pada kondisi 2 diwakili oleh *variabel* y ($y = \dot{m}_2 / \dot{m}_1$), fraksi dari aliran total yang melewati turbin tingkat kedua adalah :

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 - y$$

2.3.6 Perhitungan Efisiensi Siklus

Efisiensi siklus rankine mengukur seberapa banyak energi yang masuk ke dalam fluida kerja melalui boiler yang dikonversi menjadi keluaran kerja netto. Efisiensi siklus rankine dijelaskan dalam bentuk rumus sebagai berikut :

$$\eta = \frac{\dot{W}_t / \dot{m} - \dot{W}_p / \dot{m}}{\dot{Q}_{in} / \dot{m}}$$

2.3.7 Perhitungan Laju kalor (*Heat Rate*)

Laju kalor (*heat rate*) adalah jumlah energi yang ditambahkan melalui perpindahan kalor ke dalam siklus, biasanya dalam kJ, untuk menghasilkan satu unit keluaran kerja netto, biasanya dalam kW-h. Oleh karena itu, laju kalor berbanding terbalik dengan efisiensi *thermal*, memiliki satuan kJ/kW-h.

$$\text{Heat rate} = \frac{\text{Total fuel heat input (kJ)}}{\text{Electrical generation (kW-h)}}$$

2.4 Penjelasan Perangkat Lunak *Cycle-Tempo*

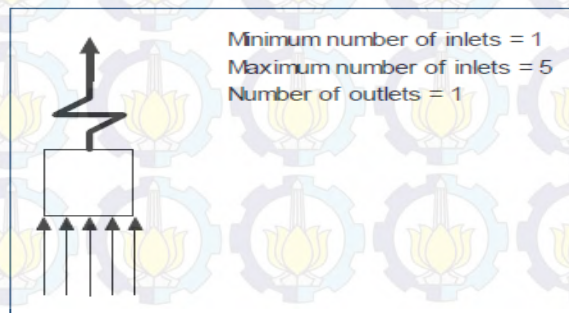
Tugas akhir ini dilakukan dengan metode penelitian simulasi numerik menggunakan perangkat lunak *cycle-tempo*. Perangkat lunak *cycle - tempo* adalah suatu program yang digunakan untuk analisis termodinamika dan mengoptimasi sistem konversi energi. (*power, refrigeration, heating, etc.*) Perangkat lunak *cycle-tempo* dikembangkan untuk menghitung laju aliran massa, variabel termodinamika, kesetimbangan kimia, dan komposisi dari laju aliran campuran dari suatu proses atau kombinasi sebagai berikut :

- *Steam turbine power plants*
- *Gas turbines*
- *Combined cycle plants*
- *Combustion and gasification systems*
- *Heat transfer systems*
- *Organic Rankine cycle (ORC) power plants*
- *Refrigeration systems (compression and absorption)*
- *Heat pumps.*

2.4.1 Penjelasan *Apparatus* Perangkat Lunak *Cycle-Tempo*

Perangkat lunak *cycle-tempo* mempunyai beberapa peralatan/*apparatus* dalam pembuatan diagram alir. Penelitian ini menggunakan beberapa *apparatus* yang diperlukan penjelasan secara khusus diantaranya :

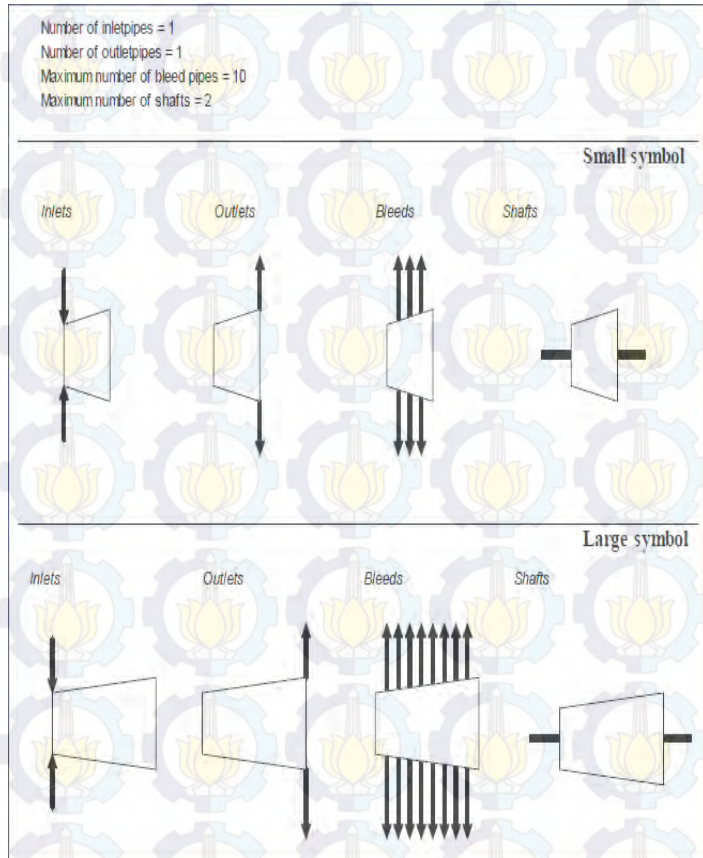
A. Boiler



Gambar 2.10 Boiler dalam *cycle-tempo*

Pada *boiler* dalam *cycle-tempo* terdapat *economizer*, *evaporator* dan *superheater* dalam satu bagian *boiler*. Inlet *boiler* tersebut dapat mencapai 5 *inlet* sedangkan untuk *outlet boiler* hanya satu *outlet* berupa steam.

B. Turbin

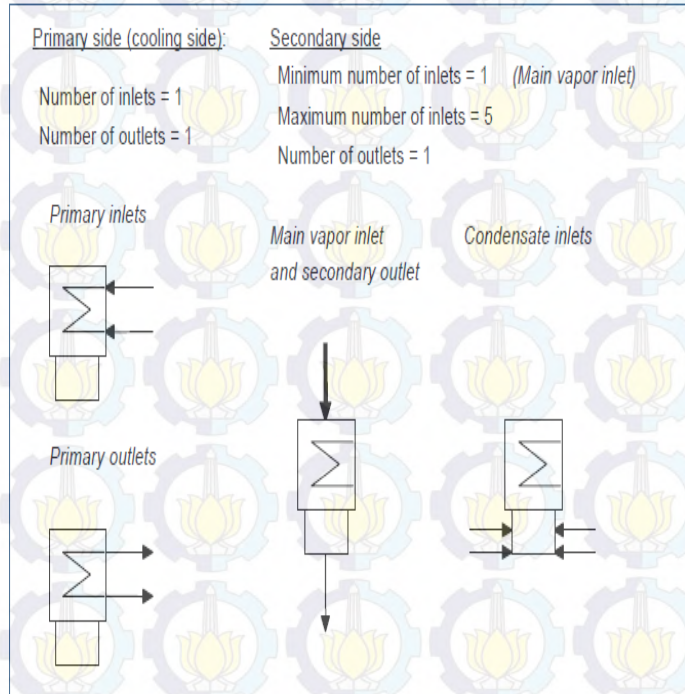


Gambar 2.11 Turbin dalam *cycle-tempo*

Pada *cycle-tempo* terdapat 2 jenis turbin yang berbeda yaitu turbin dengan *small symbol* dan *large symbol* dengan perbedaan yang terdapat pada jumlah ekstraksi

yang ada. Pada turbin terdapat maksimum 8 ceratan untuk *inlet* dan *outlet* bila melebihi dari jumlah tersebut dapat digunakan lebih dari 1 turbin.

C. Condenser



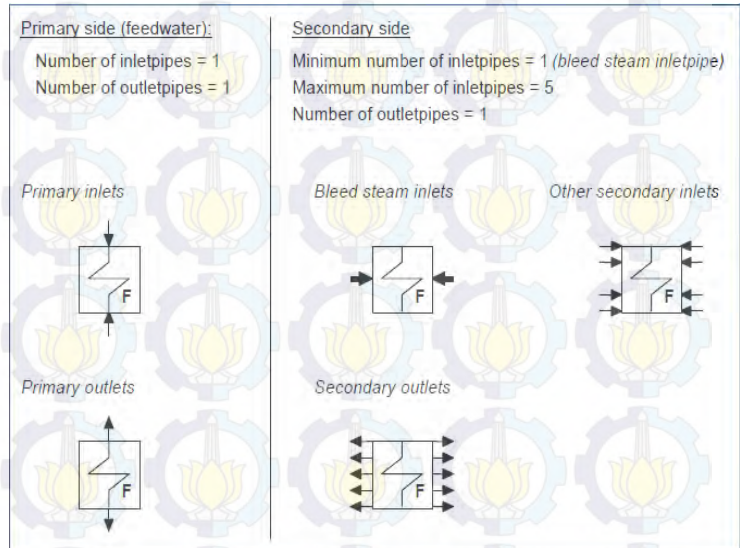
Gambar 2.12 Condenser dalam cycle-tempo

Pada *Condenser* ini terdapat dua kondisi berdasarkan *Energy Equation CODE* (EEQCOD) :

EEQCOD = 1: *Energy equation* dari *apparatus* digunakan untuk menghitung laju aliran massa

EEQCOD = 2: *Energy equation* dari *apparatus* digunakan untuk menghitung *enthalpy* dari *inlet* atau *outlet condenser*.

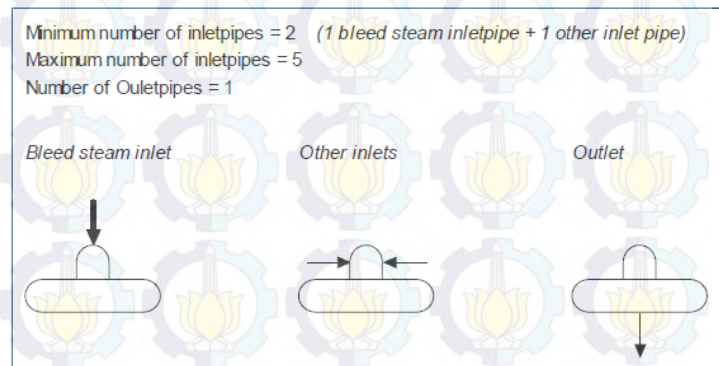
D. Feed Water heater



Gambar 2.13 *Feedwater heater* dalam *cycle-tempo*

Pada *Feed Water heater* digunakan uap ekstraksi dari turbin. *Secondary inlet* pada *Feed Water heater* ini ditujukan sebagai ekstraksi uap dari turbin

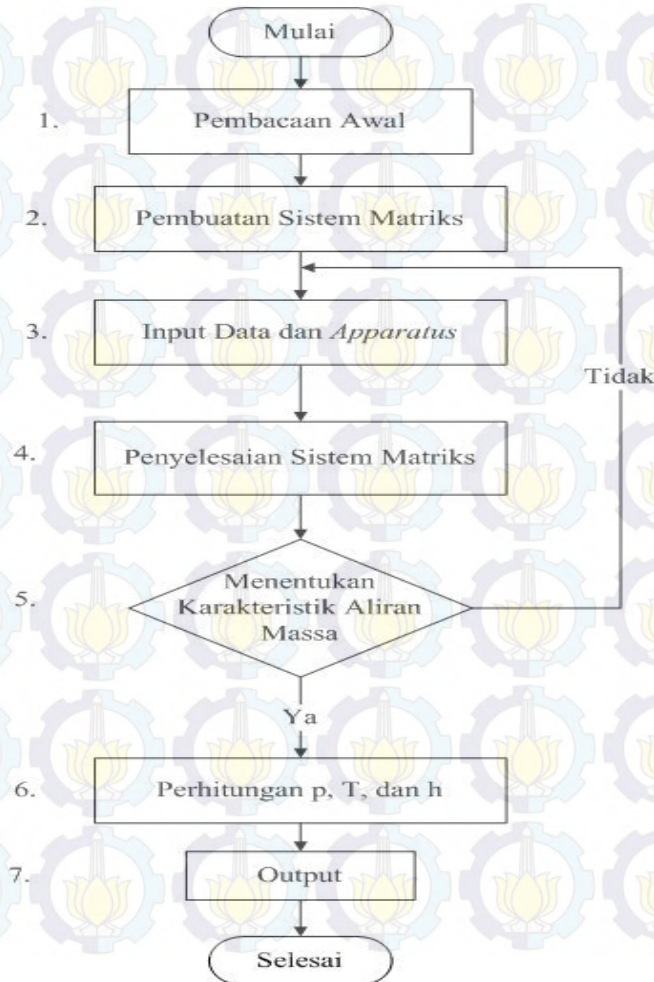
E. Deaerator



Gambar 2.14 *Deaerator* dalam *cycle-tempo*

Dearator digunakan sebagai kontak *heater* pada umumnya, yang diasumsikan pada keadaan cair jenuh saat di outlet.

2.4.2 Flowchart Perhitungan *Cycle-Tempo*



2.4.3 Prinsip Perhitungan *Cycle-Tempo*

Cycle-tempo memiliki *closed* dan *open system* dalam kombinasi sistemnya. Penomoran yang urut diperlukan dalam mempersiapkan input data untuk semua skema proses dari pipa dan *apparatus* agar mudah untuk diidentifikasi dan urutan siklus tidak terpecah. Prosedur perhitungan ini terdapat 7 tahapan yaitu :

A. Langkah 1 : Pembacaan Awal

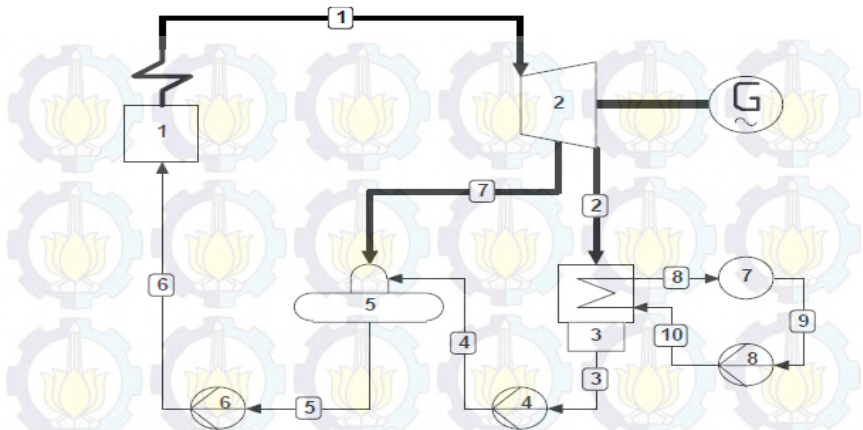
Dalam pembacaan awal yang perlu diperhatikan :

- a. Parameter yang menentukan ukuran dari sistem, seperti banyak *apparatus*, pipa, turbin, dll.
- b. Data *apparatus* yang lebih spesifik yang berada pada tiap *apparatus*.
- c. *Topology* dari sistem yang menjelaskan program bagaimana pipa dapat terhubung dengan tiap *apparatus*.
- d. Medium data tiap pipa.
- e. Pembacaan awal data pilihan yang menjelaskan data tambahan lain yang diperlukan dalam perhitungan

Dalam memasukkan input data diperlukan pengecekan tiap langkah dikarenakan untuk setiap langkah yang *error* pasti langsung terdapat pesan *error* dari *software* ini. Data-data tersebut harus dimasukkan agar mendapatkan hasil yang mendekati kondisi aktual dari pembangkit.

B. Langkah 2 : Pembuatan Sistem Matriks

Perhitungan dimulai dengan melakukan pembuatan sistem matriks untuk perhitungan aliran massa. Perhitungan ini dilakukan agar dapat menentukan jumlah aliran massa sebanding dengan jumlah pipa. Jumlah aliran massa dan jumlah pipa yang tidak sebanding akan mendapatkan pesan *error* dari program sehingga program berhenti.



Gambar 2.15 Contoh skema pembangkit dalam cycle-tempo

		pipe numbers											
component	nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10		
boiler	1	-1					1					m_1	0
turbine	2	1	-1					-1				m_2	0
condenser	3		1	-1					-1		1	m_3	0
condenser (cooling)	3								-1		1	m_4	0
deaerator	5				1	-1		1				m_5	0
feedpump	6					1	-1					m_6	0
coolwater pump	8									1	-1	m_7	0
deaerator	5				h_4	$-h_5$		h_7				m_8	0
condenser	3		h_2	$-h_3$					$-h_8$		h_{10}	m_9	0
turbine	2	h_1	$-h_2$					$-h_7$				m_{10}	P_{tur}

Gambar 2.16 Contoh skema sistem matriks dalam cycle-tempo

C. Langkah 3 : Input Data dan Apparatus

Langkah yang dilakukan dalam input data dan *apparatus* adalah pembuatan skema sistem pembangkit terlebih dahulu. Proses input data awal pada tiap *apparatus* dapat dilakukan setelah membangun skema agar membantu perhitungan sistem.

D. Langkah 4 : Penyelesaian Sistem Matriks

Pada *cycle-tempo* digunakan hukum eliminasi *Gauss*. Pada gambar 2.16 menjelaskan bagaimana entalpi akan di substitusikan menggunakan perhitungan analisis energi untuk mendapatkan aliran massa pada sistem.

E. Langkah 5 : Menentukan Karakteristik Aliran Massa

Langkah untuk menentukan karakteristik dari iterasi utama adalah dengan menentukan jumlah pipa dengan aliran massa dan jika kondisi tersebut sudah terpenuhi, maka aliran massa yang terakhir dihitung adalah hasil dari sistem tersebut. Kondisi ini akan kembali ke langkah 2 bila kondisi tersebut tidak konvergen.

F. Langkah 6 : Perhitungan p , T , dan h

Pressure, *temperature*, dan *enthalpy* yang belum diketahui pada langkah 3 input data dan *apparatus* memerlukan pengecekan dari setiap *apparatus* pada langkah 5. Program yang telah berhasil di *running* dapat dilihat pada pesan "*Data for all Pipes*" untuk mengetahui :

- Aliran Massa
- Tekanan masuk dan keluar
- Temperatur masuk dan keluar
- Entalpi masuk dan keluar

G. Langkah 7 : Output

Output dari *cycle-tempo* dapat ditentukan melalui *running* skema yang sudah konvergen dengan membuka “*system efficiencies*” pada *cycle-tempo*. Hasil yang didapatkan dari langkah tersebut adalah daya netto dan gross serta efisiensi netto dan gross

2.4.4 Hasil dari Diagram Alir

Setelah data yang diperoleh dimasukkan dalam tiap apparatus dan hasil dari diagram alir tersebut dapat di *run* tanpa terjadi *error* dalam memasukkan data maka hasil yang didapat dari pembuatan diagram alir tersebut diantaranya :

A. Efisiensi Sistem

Efisiensi sistem yang didapatkan meliputi :

- *input energy*
- *energy consumption*
- *power production*
- *heat production*

B. Energy Balance

Energy balance yang didapatkan meliputi :

- laju aliran energi dalam entalpi
- laju aliran energi dari total energi saat *environtal condition (water as liquid)* ditambahkan *higher heating value*
- laju aliran energi dari total energi saat *environtal condition (water as vapour)* dikurangi *lower heating value*

C. Composition of Fluids

Composition of Fluids dapat didapat bila dalam perhitungan data GASMIX dan FUEL dimasukkan dalam apparatus.

D. Heating Value

Heating Value ini juga didapat bila dalam perhitungan data GASMIX dan FUEL dimasukkan dalam *apparatus*.

E. Data untuk semua pipa

F. *Losses in Pipes*

G. *Energy and Exergy flows*

H. *Exergy Values in the System*

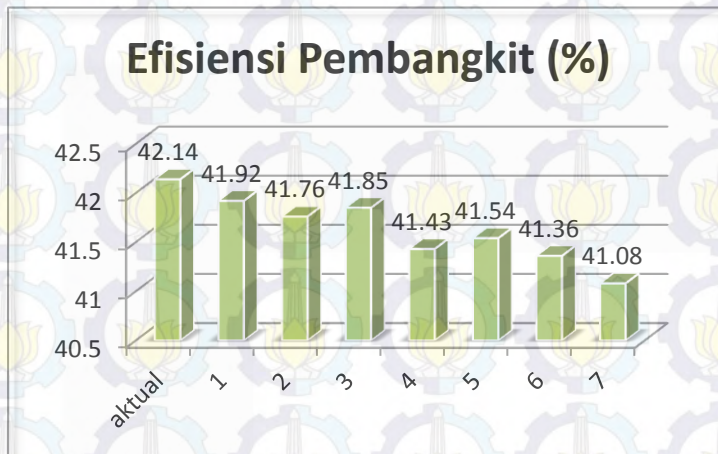
I. *Rotating Equipment*

J. Motor dan Generator

K. *Heat Exchanging Equipment*

2.5 Penelitian Terdahulu

2.5.1 Akbar Kurnia (2014)



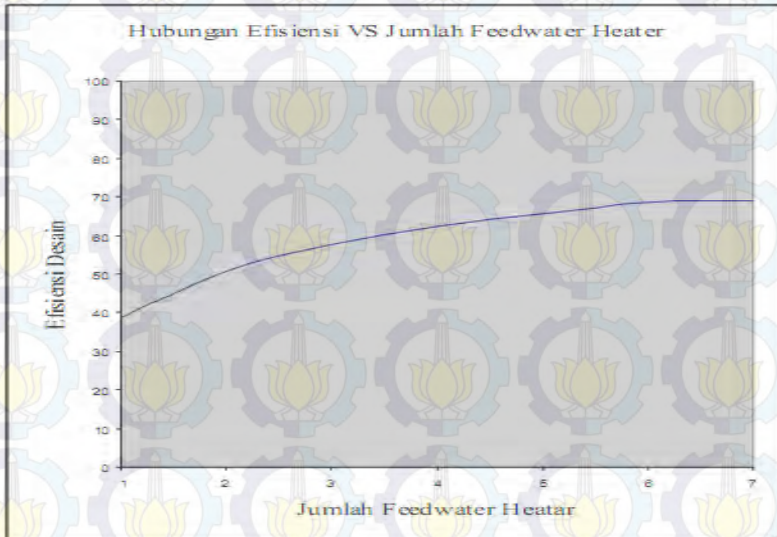
Gambar 2.17 Grafik efisiensi pembangkit aktual dan pada setiap variasi dengan *gatecycle*

Akbar Kurnia pada tahun 2014 dalam penelitiannya berjudul “*Simulasi GateCycle Pengaruh Off Service High Pressure Heater Terhadap Performa Pembangkit Listrik Tenaga Uap 200 MW PT.PJB Gresik*” pada gambar 2.17 menunjukkan bahwa terjadi tren penurunan efisiensi pembangkit dari kondisi aktual dengan sesudah dilakukan pemvariasian. Analisis yang dilakukan adalah dengan melakukan variasi kondisi pada HPH dengan melakukan *on/off service* pada HPH

menggunakan *software gatecycle* sehingga dapat dilakukan analisis pada hasil dari pembangkit. Analisis ini menunjukkan bahwa kondisi eksisting adalah kondisi dengan efisiensi paling tinggi dimana nilai prosentasenya mencapai 42,14 % sehingga dapat disimpulkan bahwa semakin rendah efisiensi pembangkit maka semakin buruk performa pembangkit.

Simulasi *gatecycle* yang telah dilakukan juga mendapatkan nilai daya pembangkit pada kondisi aktual mencapai 200.016 MW dimana daya pada kondisi eksisting yang didapatkan adalah daya paling kecil dibandingkan kondisi pada variasi yang lain. Hal ini menunjukkan bahwa dengan pengurangan *feedwater heater* khususnya *high pressure heater* menghasilkan daya lebih besar dikarenakan aliran massa dari main steam semua di konsumsi oleh turbin tanpa ada ekstraksi yang mengurangi kinerja turbin.

2.5.2 Dendi Junaidi dkk (2010)

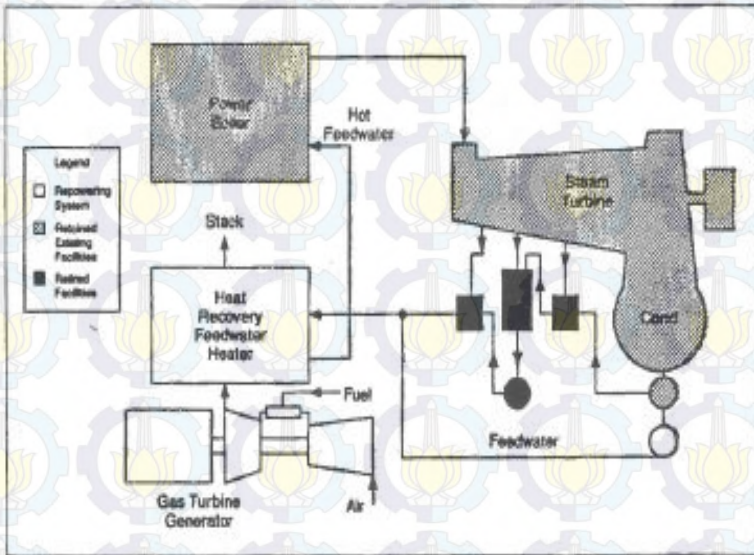


Gambar 2.18 Hubungan jumlah penambahan *feedwater heater* dengan efisiensi pembangkit

Junaidi dkk pada tahun 2010 dalam penelitiannya yang berjudul **“Kesetimbangan Massa dan Kalor serta Efisiensi Pembangkit Listrik Tenaga Uap pada Berbagai Perubahan Beban dengan Menvariasikan Jumlah *Feedwater Heater*”** pada gambar 2.18 menyimpulkan bahwa penambahan *feedwater heater* akan menaikkan efisiensi instalasi pembangkit listrik, namun kenaikan efisiensi akan menurun jika jumlah *feedwater heater* lebih dari 7. Penurunan tersebut sudah dapat terlihat dari tiap penambahan jumlah *feedwater heater* hingga 5 *feedwater heater*, dan peningkatan paling signifikan adalah ketika penambahan 1 dan 2 *feedwater heater*.

Simulasi ini dilakukan pada siklus Rankine sederhana, dengan komponen mulai dari boiler, turbin uap, kondensor dan pompa sebagai model acuan. Kemudian dilakukan penambahan 1 *open feedwater heater* sebagai *feedwater heater* pertama dan *close feedwater heater* untuk penambahan *feedwater heater* selanjutnya. Pada penambahan lebih dari 2 *feedwater heater* digunakan 1 *open feedwater heater* dan sisanya menggunakan *closed feedwater heater*, begitu seterusnya sampai berjumlah 7 *feedwater heater*. Parameter pada simulasi yang menjadi input meliputi kondisi uap keluar boiler (tekanan dan temperatur) serta laju uap massa yang masuk dan keluar dari boiler, sedangkan parameter lainnya divariasikan tergantung kondisi jumlah *feedwater heater*. Peningkatan efisiensi yang dimaksud dalam simulasi ini adalah perbandingan kenaikan temperatur air yang akan diuapkan didalam boiler dan berkurangnya penggunaan bahan bakar dengan rugi-rugi yang disebabkan akibat penambahan tiap *feedwater heater* seperti rugi-rugi aliran, gesekan dan tekanan.

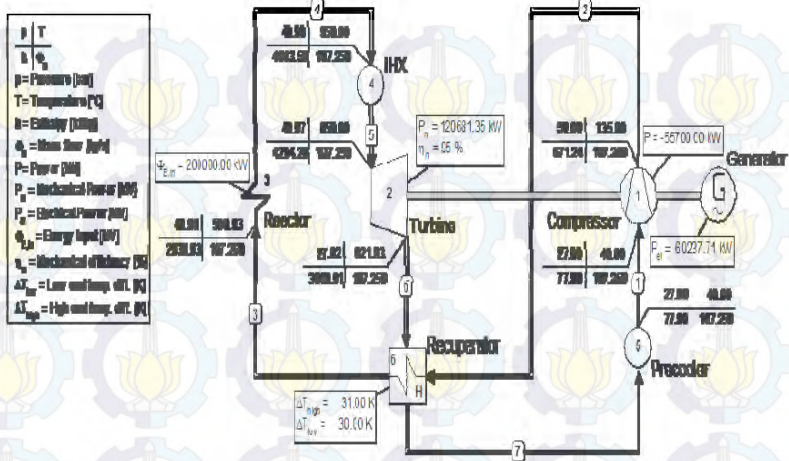
2.5.3 Harry G. Stoll



Gambar 2.19 *Feedwater Heater Repowering non-reheat steam cycle*

Harry G. Stoll dkk pada tahun 1994 dalam jurnal penelitiannya yang berjudul ***“Performance and Economic Considerations of Repowering Steam Power Plants”*** menjelaskan bahwa dengan melakukan repowering dalam *feedwater heater* menggunakan siklus tanpa pemanasan ulang, Harry G. Stoll dkk menegaskan bahwa jumlah ekstraksi aliran massa yang dialirkan ke dalam *feedwater heater* hanya sekitar 20% hingga 30% dari jumlah total aliran massa dari *main steam*. Aliran massa yang berlebih akan kembali ke dalam aliran turbin. Hal ini terjadi ketika jumlah tambahan aliran massa *steam* dalam *feedwater heater* telah terpenuhi satu sama lain, maka aliran massa tersebut dikembalikan menuju kondensor.

2.5.4 Sri Sudadiyo

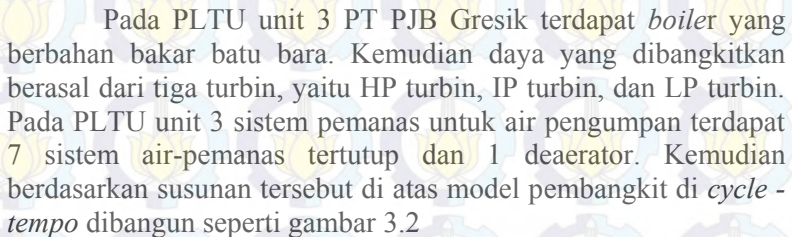


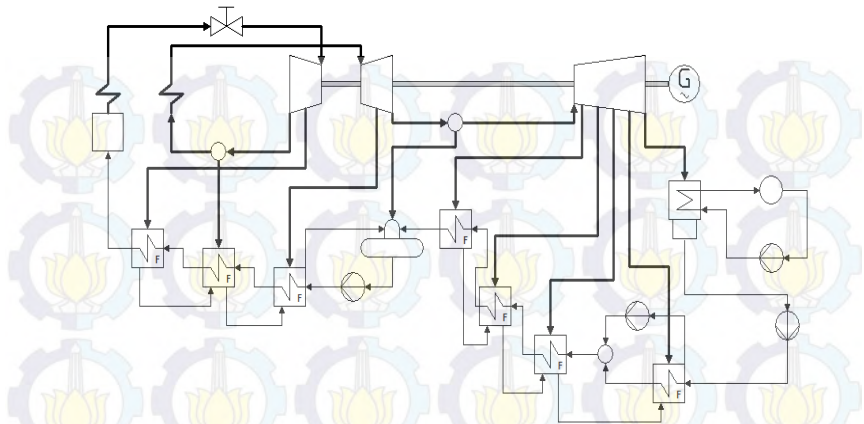
Gambar 2.20 Pemodelan siklus PCU untuk RGTT200K dengan *cycle-tempo* 5.0

Sri Sudadiyo pada tahun 2012 dalam penelitiannya yang berjudul “**Desain Awal dan Analisis Turbin Helium Untuk Siklus PCU tanpa Intercooler pada RGTT200K**” pada gambar 2.19 memodelkan sistem pendingin teras reaktor gas temperatur tinggi untuk reaktor gas RGTT200K yang mempunyai media pendingin gas helium yang disirkulasikan oleh kompresor dalam siklus tertutup turbin helium.

Dari penelitian dapat diketahui bahwa siklus tertutup turbin helium (atau siklus PCU) tanpa *intercooler* mempunyai efisiensi termal 34 % yang berarti mampu digunakan sebagai sistem pendingin teras RGTT200K. Pada kondisi putaran tetap (3600 rpm) diperoleh desain awal turbin dengan dimensi diameter rotor sebesar 2,58 m. Hasil analisis dengan menggunakan nilai dari dimensi diameter rotor ini, dapat diketahui bahwa turbin mampu menghasilkan efisiensi sebesar 95 % pada laju aliran massa gas helium sekitar 107 kg/s.

Desain PLTU unit 3 PT PJB Gresik yang dibangun di *cycle - tempo* berdasarkan skema aliran massa seperti pada gambar 3.1. Properti-properti dari pembangkit tersebut berasal dari data asli PLTU unit 3 PT PJB Gresik.



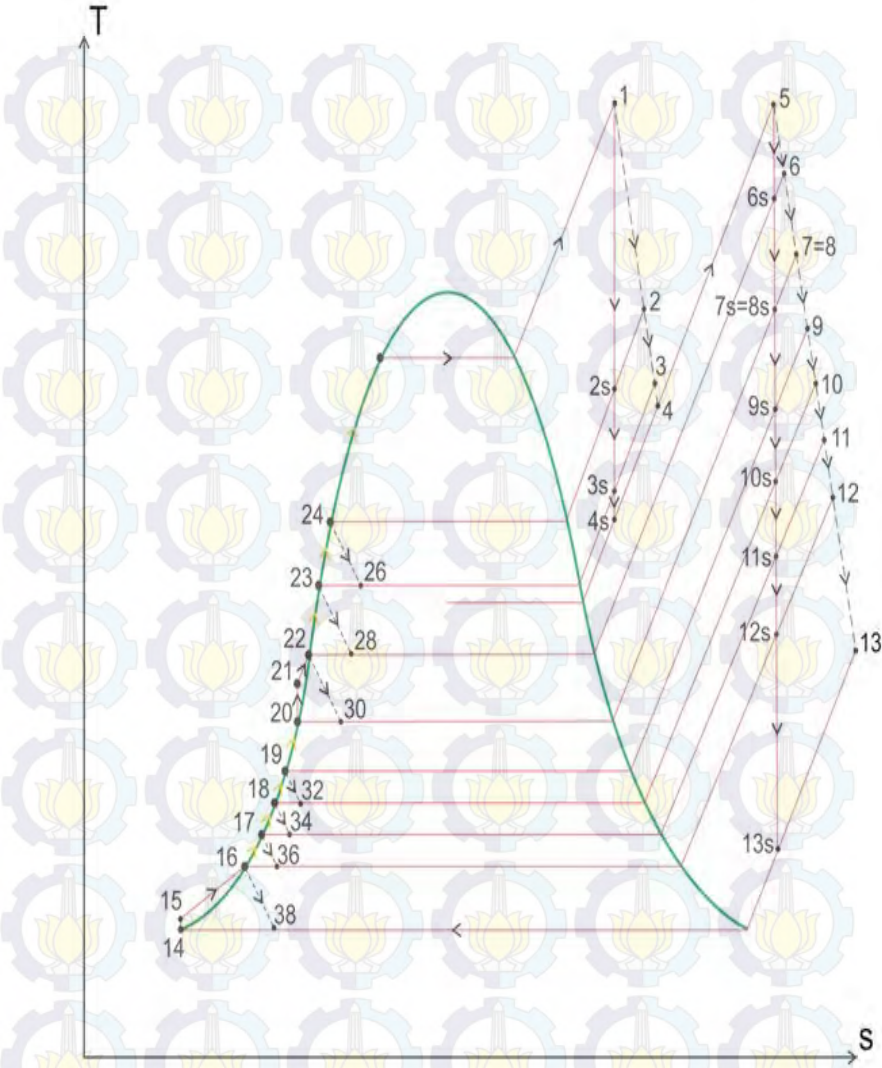


Gambar 3.2 Model PLTU Unit 3 PT PJB Gresik pada *cycle – tempo*

3.2 Analisis Termodinamika Pembangkit Unit 3 PT PJB Gresik

Model pembangkit yang digunakan adalah pembangkit listrik 200 MW di UP 3 PT. PJB Gresik, dimana model tersebut menggunakan dua turbin *single case* yang terdiri dari *High Pressure Turbine* (HP *Steam Turbine*), *Intermediate Pressure Turbine* (IP *Steam Turbine*) dan satu *double flow turbine* yaitu pada *Low Pressure Turbine* (LP *Steam Turbine*) dimana HP Turbin memiliki 2 ekstraksi, IP Turbin memiliki 2 ekstraksi, dan LP Turbin memiliki 4 ekstraksi.

Pada gambar 3.3 grafik T-S diagram tiap komponen tidak terjadi secara ideal karena komponen-komponen tersebut disimulasikan berkerja di dalam kondisi riil sehingga terdapat kehilangan atau *losses*. Selain itu, proses kompresi dan ekspansi tidak dapat secara ideal isentropik dan juga proses penambahan dan pelepasan panas tidak secara ideal isobar. Siklus pembangkit tenaga uap menggunakan fluida kerja dua fase berupa cairan dan uap.



Gambar 3.3 Diagram T-S model Pembangkit unit 3 PT. PJB Gresik

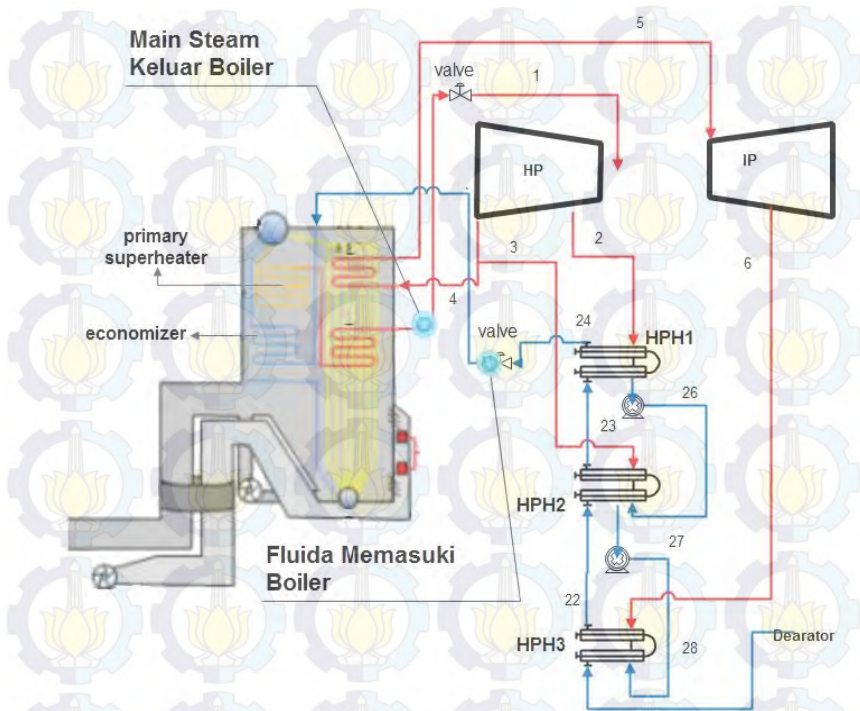
3.3 Data Desain *High Pressure Heater* Unit 3 PT PJB Gresik

ITEM \ HEATERS		No 1 High Pressure Heater	No 2 High Pressure Heater	No 3 High Pressure Heater
Tubes	Quantity (U-Tube)	566	566	566
	Outer Diameter (mm)	19.05	19.05	19.05
	Thickness (mm)	2.0(2.3)	2.0(2.3)	2.0(2.3)
	Eff.Length (mm)	18303	22141	18008
Method of tube fixing		Welding after expanding	Welding after expanding	Welding after expanding
Overall Heater Length (mm)		11270	13140	11120
Shell Inner Diameter (mm)		1200	1200	1200
Channel Inner Diameter (mm)		R650 Sphere	R650 Sphere	R650 Sphere
Thickness (mm)	Shell Plate	50	25	16
	Channel Plate	70	70	70
	Tube Sheet	265	265	265

Preventive device for tube inlet attack		Insert Pipe Bell Mouth Plate	Insert Pipe Bell Mouth Plate	Insert Pipe Bell Mouth Plate
Design Pressure (kg/cm ² g)	Shell Plate	79	40	20
	Tube Plate	214	214	214
Design Temperature (°C)	Shell Side	294	251	214
	Steam Inlet Section	441	352	484
	Tube Side	294	260	214
Design Pressure (kg/cm ² g)	Shell Side	118.5	60	30
	Tube Side	321	321	321

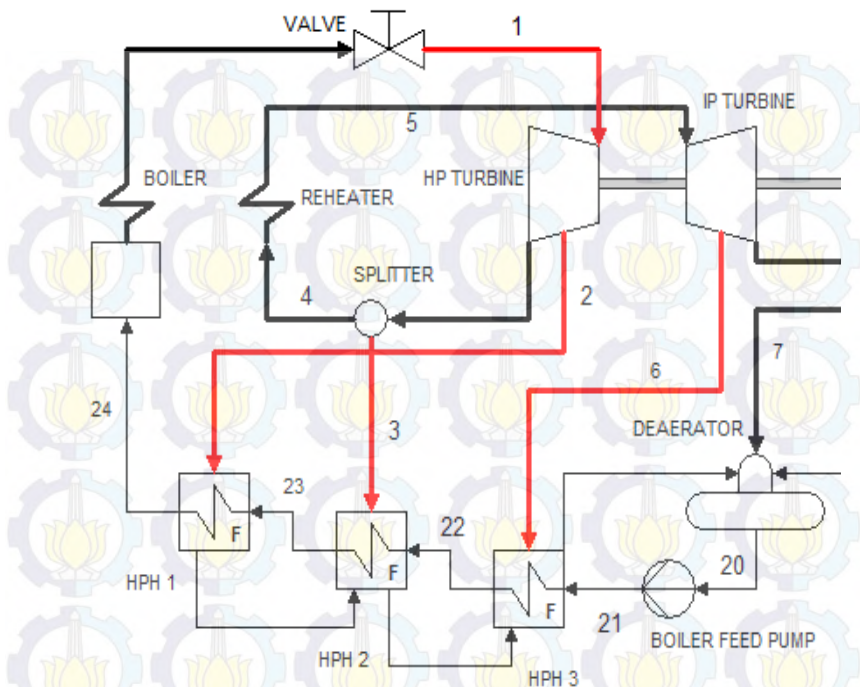
Gambar 3.4 Data Spesifikasi *High Pressure Heater*

3.4 Variasi Ekstraksi Uap pada *High Pressure Heater*



Gambar 3.5 Kondisi awal ekstraksi pada *High Pressure Heater*

Pada PLTU unit 3 PT. PJB Gresik kondisi eksisting pada *high pressure heater* seperti pada gambar 3.4 diatas HPH 1, HPH 2, dan HPH 3 pada kondisi beroperasi. Setelah dilakukan variasi dengan penambahan *valve* untuk kondisi hidup dan mati pada HPH seperti gambar 3.5 dibawah ini disertai dengan tabel 3.1 variasi ekstraksi sistem. Berdasarkan data *Heat Balance* yang diberikan total fraksi massa yang divariasikan dari turbin dalam HPH sebesar 20%



Gambar 3.6 Variasi kondisi operasi pada *High Pressure Heater*

Pada variasi kondisi operasi yang dirancang pada *Cycle-Tempo* jumlah fraksi massa yang diekstraksi dari turbin ke dalam *high pressure heater* maksimal mencapai 20% dan sisa massa ekstraksi nantinya akan dikeluarkan melalui kondensor sebagai output *main steam* dari kondensor itu sendiri.

Tabel 3.1 Variasi kondisi pada *High Pressure Heater*

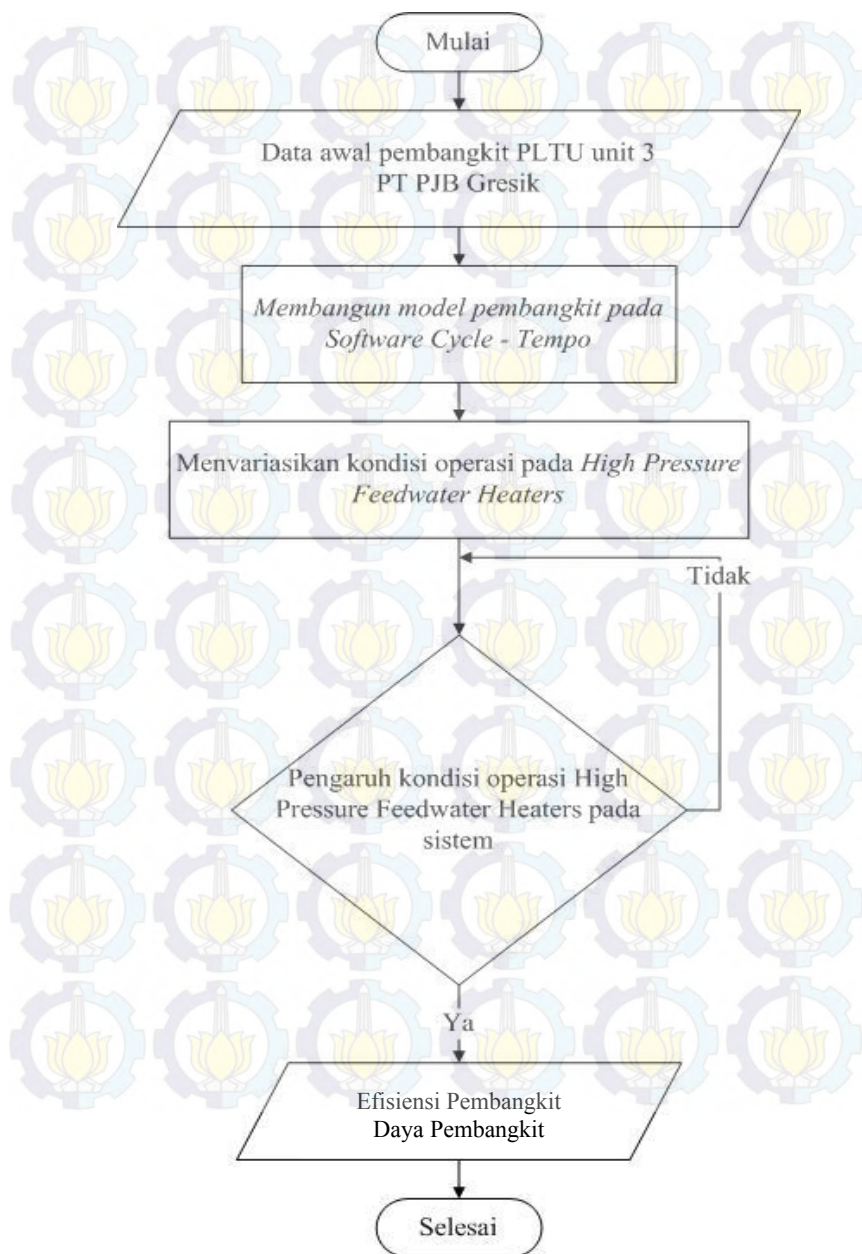
Kondisi	HPH I	HPH II	HPH III
Eksisting	Green	Green	Green
Variasi 1	Green	Green	Red
Variasi 2	Green	Red	Green
Variasi 3	Red	Green	Green
Variasi 4	Green	Red	Red
Variasi 5	Red	Green	Red
Variasi 6	Red	Red	Green

Keterangan :

Hijau = Beroperasi

Merah = Mati

3.5 Flowchart Penelitian





“ halaman ini sengaja dikosongkan ”

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data dan Model Pembangkit Unit 3 PT.PJB Gresik

Perhitungan dan analisa peforma yang dilakukan menggunakan data dari PLTU unit 3 PT PJB Gresik sebagai acuannya. Data operasi PLTU 200 MW tersebut adalah sebagai berikut:

1. Spesifikasi Desain
 - Kapasitas output : 200 MW
 - Bahan bakar : Natural Gas
 - Nomor unit : 3
2. Peralatan sistem PLTU
 - a. Turbin uap
 - Manufacturer : Toshiba Electric System
 - Type : *Tandem compound reheat turbine*
 - Rated speed : 3.600 rpm
 - Main Steam Press : 189 kg/cm²
 - Main steam temp. : 545 °C
 - b. Sistem Generator
 - Manufacturer : Toshiba Electric System
 - Type : GTLR I 544/61-2
 - Capacity : 125-500 kVA
 - Voltage : 11 kV
 - Current : 6587 A
 - Daya factor : 0,8
 - Exitation : 435 V/983 A
 - Cooler : Air
 - c. Condenser
 - kuantitas : 1 unit
 - Type : Surface condensing double flow pass water box half divided type
 - Heat transfer area : 29982 m²

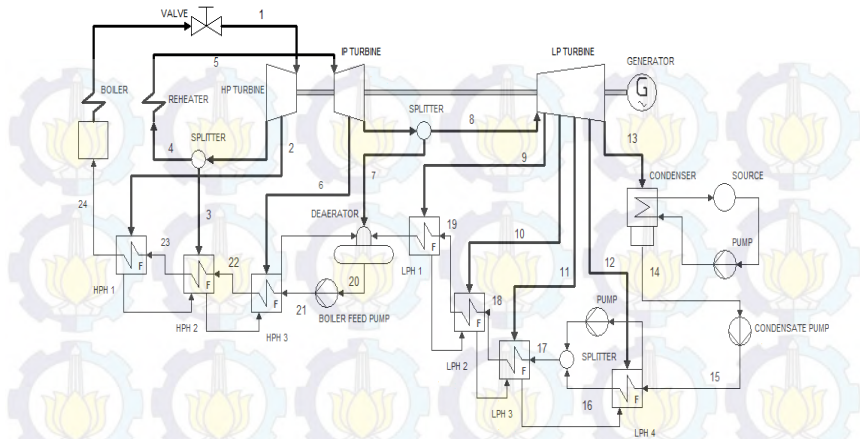
- Flow rate : 130 kg/s
 Sea water in temp : 30 °C
 Sea water side dsgr p: 3.45 kg/cm²
- d. Boiler Feed Pump (BFP)
- Quantity : 3 sets each unit (50 % each set for TWO condition)
- Type : Horizontal, multi stage, centrifugal type.
- Flow rate : 202 t/h
 Total Head : 155 kg/cm²
 Temperature : 169,3 °C
 Weight vol. Ratio : 0,898 kg/litre
 Speed of rotation : 3000 rpm (synchronous)
 Efficiency : 78 % at above operating cond.
 Motor type : Totally enclosed air to air cooled type
- Output motor : 1450 kW
 Voltage : AC 6000 V
- e. Condensate Pump (CP)
- Quantity : 2 sets for each other (100 % each set for TVWO condition)
- Type : Vertical, multi stage, barrel type
- Flow rate : 340 t/h
 Total head : 17 kg/cm²
 Temperature : 42,2 °C
 Weight vol. Ratio : 0,991 kg/litre
 Speed of rotation : 1500 rpm (synchronous)
 Efficiency : 76,5 % at above operating condition
- Motor type : Totally enclosed air to air cooled type
- Otput motor : 240 kW
 Voltage : AC 6000 V

f. Deaerator

Design press.	: 8,6 kg/cm ² g
Design temp.	: 260 °C
Operating press.	: 103.42 sampai 344.74 kPa
Operating temp	: 167 to 169 °C
Outlet capacity	: 190 kg/sec
Storage capacity	: 55 cubic meters from NWL to Empty
Oxygen guarantee	: 0,005 ml/l (7 ppb)
Capacity	: 55 m ³

4.2 Membangun Pemodelan Awal Berdasarkan *Heat Balance* Pembangkit PT PJB Unit 3 Gresik

Permodelan pembangkit dilakukan dalam *cycle-tempo* berdasarkan *heat balance* yang sudah ada dalam lampiran sebelum melakukan analisis terhadap performa pembangkit. Pemodelan pembangkit dilakukan dengan menambahkan *apparatus* yang sesuai dengan *heat balance*. *Apparatus* yang di digunakan antara lain boiler, turbin *high pressure*, turbin *intermediate pressure*, turbin *low pressure*, *reheater*, *valve*, pipa, *shaft*, generator, kondensor, pompa, *source*, *node*, *high pressure heater*, *deaerator*, dan *low pressure heater*. Hasil yang didapatkan dalam *cycle-tempo* tentu tidak sepenuhnya sama dengan hasil pada kondisi eksisting pembangkit pada kenyataannya. Hal ini disebabkan karena *losses* yang didapat pada kondisi eksisting dengan kondisi dalam *cycle-tempo* berbeda sehingga hasilnya berbeda pula.



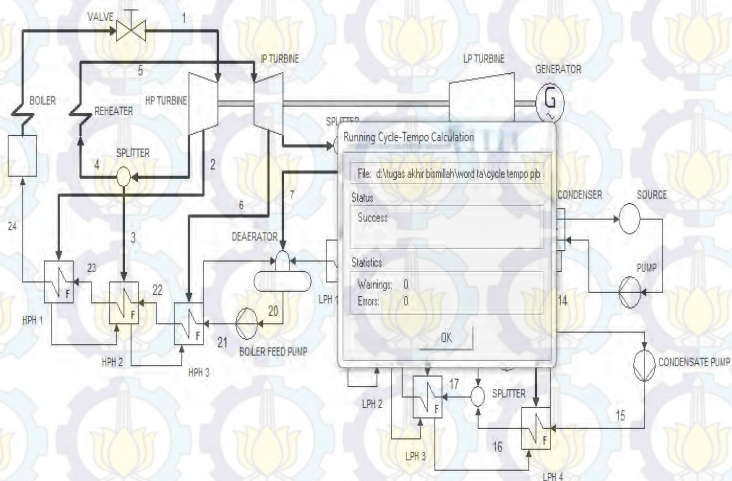
Gambar 4.1 Permodelan *cycle-tempo* dengan memasukkan semua *apparatus* berdasarkan pembangkit PT PJB Unit 3 Gresik

Gambar 4.1 menjelaskan bahwa pemodelan *cycle-tempo* ini telah dilakukan dengan memasukkan semua *apparatus* berdasarkan data *heat balance* pembangkit PT PJB Unit 3 Gresik. Hal pertama yang dilakukan dalam permodelan *cycle-tempo* adalah dengan memasukkan setiap *apparatus* yang telah dimasukkan kedalam *cycle-tempo*. Tiap *apparatus* yang telah dimasukkan ke dalam *cycle-tempo* tersebut, dilakukan input data di dalamnya berdasarkan data *heat balance*. Semua *apparatus* yang telah di input datanya disambungkan oleh pipa sehingga terhubung satu sama lain. Pengecekan terhadap jumlah pipa dengan jumlah perhitungan diperlukan agar keduanya dapat konvergen sehingga *running* berhasil dilakukan.

Apparatus di masukkan satu persatu dilakukan dengan tujuan mempermudah perhitungan konvergen apa tidaknya rancangan simulasi pembangkit dalam *cycle-tempo* itu sendiri. Hasil yang konvergen dapat dilihat dari berhasil atau tidaknya *running*. *Running* software dikatakan berhasil bila tidak ada *error* dan *warning*.

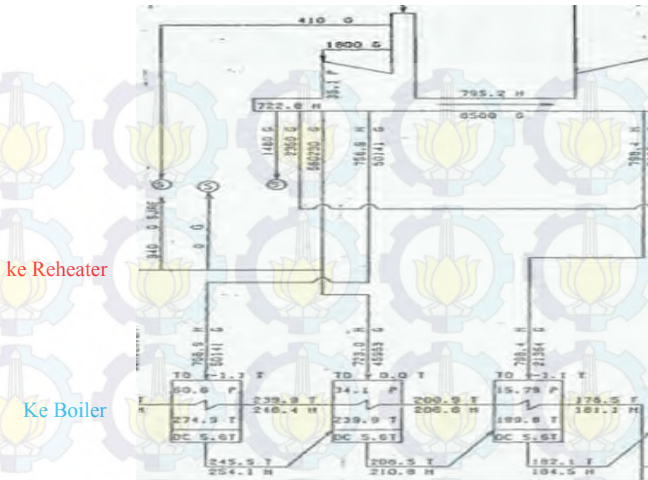
Perangkat lunak *cycle-tempo* mempunyai beberapa masalah dalam proses *running* untuk mendapatkan data yang

dihasilkan. Terdapat kolom *warning* dan *error* dalam proses pengecekan sehingga dapat diketahui bagian mana yang masih belum benar dalam proses input data. Pengecekan ini harus dilakukan agar *warning* dan *error* tidak keluar dalam running software ini. Hasil yang tidak konvergen dan input data yang tidak valid mengakibatkan *warning* dan *error* terjadi. Input data yang valid dan hasil yang konvergen bila dilakukan proses running akan memunculkan hasil output data tanpa ada *error* dan *warning* seperti pada gambar 4.2 sehingga running berhasil dilakukan.



Gambar 4.2 Hasil pemodelan pembangkit PT. PJB Unit 3 Gresik pada *Cycle-Tempo*

Gambar 4.2 merupakan hasil dari permodelan sistem pembangkit pada cycle tempo berdasarkan data *heat balance*. Proses pemodelan ini telah selesai dilakukan dan dijalankan untuk memastikan bahwa kondisi model yang ada mendekati kondisi nyata. Hasil yang diperoleh dapat dikatakan valid apabila setelah dijalankan jumlah pipa dan jumlah perhitungan konvergen.



Gambar 4.3 Kondisi awal 3 buah *high pressure heater* berdasarkan *heat balance*

Gambar 4.3 menyatakan bahwa kondisi pembangkit beroperasi dengan tiga buah *high pressure heater*. *High pressure heater* ini yang akan dilakukan variasi agar mendapatkan informasi mengenai pengaruh operasi *high pressure heater* terhadap performa pembangkit melalui *software cycle-tempo*.

4.3 Perbandingan Hasil Data Eksisting Cycle-Tempo dengan Data Eksisting Heat Balance PT PJB Unit 3 Gresik

Pemodelan yang dapat dilakukan *running* ini digunakan untuk menganalisis sistem pembangkit yang merupakan kondisi eksisting pembangkit. Tabel 4.2 adalah tabel propertis dengan kondisi eksisting pembangkit. Data hasil *cycle-tempo* yang didapatkan :

- Daya netto : 198.879(MW)
- Daya gross : 205.032 (MW)
- Efisiensi pembangkit gross : 44.888 %
- Efisiensi pembangkit netto : 43.541 %

Tabel 4.1 Data Propertis Kondisi Eksisting

	\dot{m} (kg/s)	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)
Main steam	173.081	538	165.7	3400.06
Masuk HPH 1	13.412	386.98	59.42	3145.63
Keluar turbin HP	159.669	313.67	33.44	3018.81
Masuk HPH 2	13.849	313.67	33.44	3018.81
Masuk Turbin IP	145.820	538	30.98	3541.58
Masuk HPH 3	5.505	440.99	15.48	3344.46
Keluar turbin IP	140.315	366.67	8.71	3195.94
Masuk Deaerator	6.012	366.3	8.28	3195.94
Masuk Turbin LP	134.303	366.67	8.71	3195.94
Masuk LPH 1	3.717	293.55	4.34	3053.01
Masuk LPH 2	4,979	239.24	2.49	2947.91
Masuk LPH 3	3.769	172.73	1.19	2820.47
Masuk LPH 4	8.902	118.09	0.61	2716.81
Masuk Condensor	112.937	41.51	0.08	2454,68
Masuk Reheater	145.820	310.85	30.98	3018.81
Fluida Masuk Boiler	173.081	273.85	165.7	1201.47

Data berdasarkan *cycle-tempo* yang telah didapatkan mengalami beberapa penurunan nilai berdasarkan data *heat balance*. Data *heat balance* menunjukkan bahwa :

- Daya netto : 200000 (kW)
- Efisiensi pembangkit netto : 45.38%

Data eksisting *cycle tempo* menunjukkan bahwa daya netto dari pembangkit hanya 198.879 MW dan efisiensi 43.541 %. Penurunan ini disebabkan oleh kondisi software dengan kondisi eksisting berbeda ketika memasuki tiap *apparatus* dikarenakan terdapat efisiensi, *leak off*, kebocoran, *pressure drop* dalam *apparatus* yang tidak sama dengan hasil di *cycle-tempo*. Hasil perbedaan *cycle-tempo* dengan kondisi aktual dapat di tentukan prosentase *losses* daya bahwa :

$$\begin{aligned} \text{Prosentase losses} &= \frac{\text{daya aktual} - \text{daya pada cycle tempo}}{\text{daya aktual}} \times 100\% \\ &= \frac{200 - 198.879}{200} \times 100\% = 0.56\% \end{aligned}$$

Data diatas membuktikan bahwa terdapat losses dalam running *cycle-tempo* dikarenakan beberapa masalah diatas dengan prosentase losses yang didapatkan sebesar 0.56%

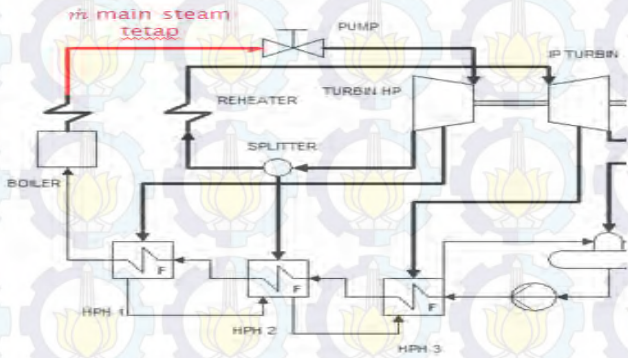
4.4 Analisis PLTU PT. PJB Unit 3 Gresik Setelah Dilakukan Pemvariasian.

Analisis dijalankan dengan melakukan beberapa variasi untuk mengetahui pengaruh dari proses operasi *high pressure heater*. Penelitian ini menggunakan 6 variasi untuk mengetahui pengaruh dari proses operasi *high pressure heater*. Kondisi variasi ini dilakukan dengan menjaga *main steam* tetap agar dapat diketahui daya dan efisiensi optimal dari pembangkit. Pemvariasian dilakukan dengan ketentuan seperti pada tabel 4.3. Kondisi dilakukan ketika pembangkit memerlukan off service untuk dilakukan proses maintenance atau untuk kondisi yang lain yang membutuhkan *high pressure heater* itu dimatikan.

Tabel 4.2 Variasi Operasi High Pressure Heater

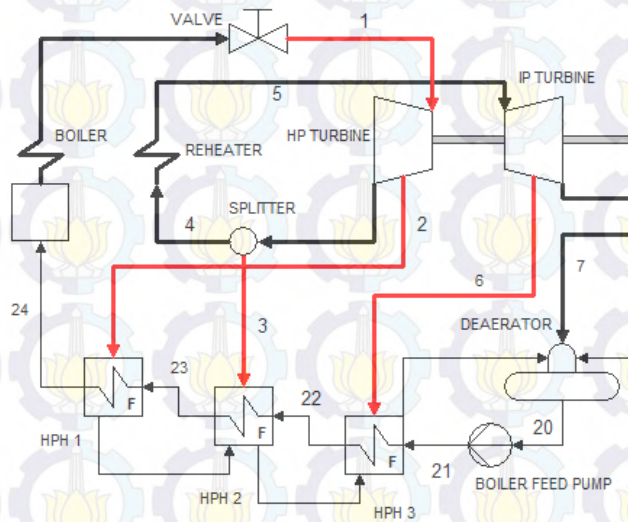
	Kondisi
Eksisting	HPH 1 <i>on service</i> , HPH 2 <i>on service</i> , HPH 3 <i>on service</i>
Variasi 1	HPH 1 <i>on service</i> , HPH 3 <i>on service</i> , HPH 2 <i>off service</i>
Variasi 2	HPH 1 <i>on service</i> , HPH 2 <i>off service</i> , HPH 3 <i>on service</i>
Variasi 3	HPH 1 <i>off service</i> ,HPH 2 <i>on service</i> , HPH 3 <i>on service</i>
Variasi 4	HPH 1 <i>on service</i> , HPH 2 <i>off service</i> , HPH 2 <i>off service</i>
Variasi 5	HPH 1 <i>of service</i> , HPH 2 <i>on service</i> , HPH3 <i>off service</i>
Variasi 6	HPH 1 <i>off service</i> , HPH 2 <i>off service</i> , HPH3 <i>on service</i>

Variasi yang telah dilakukan kemudian dicatat hasilnya dalam tabel 4.4 agar dapat dilihat perbandingan dari daya dan efisiensi dari pembangkit. Hasil tersebut dapat ditentukan manakah kondisi yang optimal yang diperlukan oleh pembangkit dapat mencapai efisiensi dan daya yang optimal. Kondisi yang optimal tersebut dapat meningkatkan performa pembangkit.



Gambar 4.4 Kondisi tiap variasi dengan menjaga aliran massa main steam tetap

Aliran massa pada *main steam* dijaga tetap dengan tujuan agar hasil pada tiap variasi dapat dibandingkan. Variasi ini dilakukan dengan menutup aliran massa menuju tiap-tiap HPH dengan tujuan agar dapat diperoleh informasi mengenai pengaruh operasi HPH terhadap performa pembangkit.



Gambar 4.5 Kondisi aliran massa pada *high pressure heater*

Variasi ini dilakukan dengan tidak melihat kondisi *excessive flow* dikarenakan *excessive flow* dalam turbin akan terbuang dalam ke dalam tiap-tiap *high pressure heater*. Sisa dari aliran massa tiap HPH yang divariasikan akan mengalir ke dalam HPH yang lainnya. Hal ini diharapkan agar daya yang dihasilkan generator untuk memutar sudu turbin mendekati hasil dari kondisi aktual. Aliran massa *high pressure heater* ini ditentukan berdasarkan dari daya yang telah dihasilkan dengan harapan mendekati daya pada kondisi eksisting dikarenakan aliran massa yang diatur tetap pada *main steam* membatasi nilai daya yang terlampaui tinggi sehingga *excessive flow* juga tidak terjadi. *Excessive flow* pada *high pressure heater* juga tidak terjadi bila total jumlah ekstraksi pada feedwater heater tidak sampai 20%

dari jumlah dari aliran massa main steam dan jika HPH mengalami excessive flow, maka sisa dari flow tersebut keluar turbin dan masuk ke dalam reheater.

Tabel 4.3 Propertis aliran massa HPH setelah dilakukan variasi

	\dot{m} HPH 1 (kg/s)	\dot{m} HPH 2 (kg/s)	\dot{m} HPH 3 (kg/s)	\dot{m} in Reheater (kg/s)	\dot{m} out Boiler (kg/s)
aktual	13.412	13.849	5.505	145.820	173.081
HPH 3 off	13.412	21.813	0	137.855	173.081
HPH 2 off	28.786	0	3.407	144.295	173.081
HPH 1 off	0	14.901	6.035	158.180	173.081
HPH 2 & 3 off	37.020	0	0	136.061	173.081
HPH 1 & 3 off	0	22.932	0	150.149	173.081
HPH 1 & 2 off	0	0	6.531	173.081	173.081

Tabel 4.3 diatas menunjukkan bahwa aliran massa pada tiap HPH dalam tiap variasi berbeda dikarenakan oleh daya yang dihasilkan dari turbin berbeda sehingga berpengaruh terhadap pembagian aliran massa tersebut.

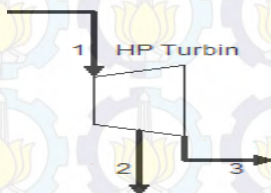
Tabel 4.4 Propertis Pembangkit Setelah Variasi

	m main steam (kg/s)	hr (kJ/kW.h)	m reheater (kg/s)	Power (MW)	η plant (%)
aktual	173.081	8268.103	145.820	198.879	43.541
HPH 3 off	173.081	8301.933	137.855	196.263	43.363
HPH 2 off	173.081	8278.652	144.295	199.222	43.485
HPH 1 off	173.081	8282.592	158.180	214.517	43.457
HPH 2 & 3 off	173.081	8355.960	136.061	195.471	43.083
HPH 1 & 3 off	173.081	8311.098	150.149	211.972	43.316
HPH 1 & 2 off	173.081	8395.223	173.081	228.945	42.881

Data yang sudah didapat ini digunakan sebagai informasi mengenai variasi pengaruh operasi dalam *feed water heater* khususnya dalam *high pressure heater* yang nantinya dapat dijadikan referensi dalam penggunaan *cycle tempo* untuk mengoptimasi pembangkit.

4.5 Perbedaan hasil simulasi *cycle-tempo* dengan data *heat balance* PLTU

4.5.1 Daya bangkitan turbin High Pressure



Gambar 4.6 Profil aliran massa pada turbin *High Pressure*

Gambar 4.6 menunjukkan profil aliran massa yang masuk melalui *inlet*, *bleed*, dan *outlet* pada turbin HP. Perhitungan daya didapatkan melalui perhitungan termodinamika yang menghasilkan nilai :

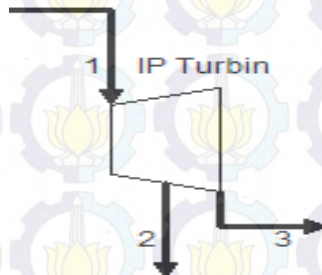
$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[h_1 - h_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right]$$

Sehingga :

$$\text{daya turbin HP} = \dot{m}_1(h_1 - h_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2)(h_2 - h_3)$$

Perhitungan daya turbin HP yang dihasilkan pada *cycle tempo* berbeda dengan daya yang dihasilkan berdasarkan *heat balance* PLTU unit 3 PT. PJB UP Gresik. Ini disebabkan laju alir massa uap dan *enthalphy* yang ada pada *cycle tempo* dengan *heat balance* PLTU berbeda sehingga daya turbin HP yang dihasilkan berbeda.

4.5.2 Daya bangkitan turbin *Intermediate Pressure*



Gambar 4.7 Profil aliran massa pada turbin *Intermediate Pressure*

Gambar 4.7 menunjukkan profil aliran massa yang masuk melalui *inlet*, *bleed*, dan *outlet* pada turbin IP. Perhitungan daya didapatkan melalui perhitungan termodinamika yang menghasilkan nilai :

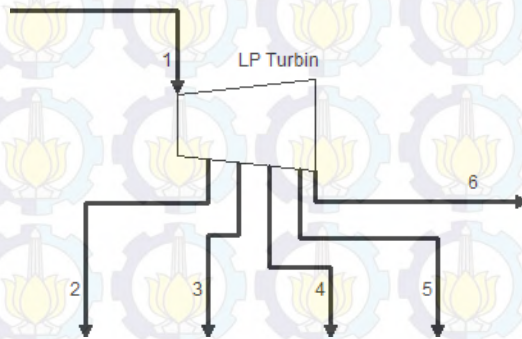
$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[h_1 - h_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right]$$

Sehingga:

$$\text{daya turbin IP} = \dot{m}_1(h_1 - h_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2)(h_2 - h_3)$$

Perhitungan daya turbin IP yang dihasilkan pada *cycle tempo* berbeda dengan daya yang dihasilkan berdasarkan *heat balance* PLTU unit 3 PT. PJB UP Gresik. Ini disebabkan laju alir massa uap dan *enthalphy* yang ada pada *cycle tempo* dengan *heat balance* PLTU berbeda sehingga daya turbin HP yang dihasilkan berbeda

4.5.3 Daya bangkitan turbin Low Pressure



Gambar 4.8 Profil aliran massa pada turbin Low Pressure

Gambar 4.8 menunjukkan profil aliran massa yang masuk melalui *inlet*, *bleed*, dan *outlet* pada turbin LP. Perhitungan daya didapatkan melalui perhitungan termodinamika yang menghasilkan nilai :

$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[h_1 - h_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right]$$

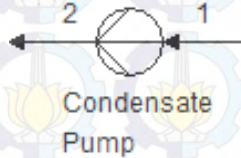
Sehingga :

$$\begin{aligned} \text{daya turbin} = & \dot{m}_1(h_1 - h_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2)(h_2 - h_3) + (\dot{m}_1 \\ & - \dot{m}_2 - \dot{m}_3)(h_3 - h_4) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 \\ & - \dot{m}_4)(h_4 - h_5) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 \\ & - \dot{m}_5)(h_5 - h_6) \end{aligned}$$

Perhitungan daya turbin LP yang dihasilkan pada *cycle tempo* berbeda dengan daya yang dihasilkan berdasarkan *heat balance* PLTU unit 3 PT. PJB UP Gresik. Ini disebabkan laju alir massa uap dan *enthalphy* yang ada pada *cycle tempo* dengan *heat*

balance PLTU berbeda sehingga daya turbin HP yang dihasilkan berbeda

4.5.4 Daya Condensate Pump



Gambar 4.9 Profil aliran massa pada *Condensate Pump*

Gambar 4.9 menunjukkan profil aliran massa yang masuk melalui *inlet* dan *outlet* pada *Condensate Pump*. Perhitungan daya didapatkan melalui perhitungan termodinamika yang menghasilkan nilai :

$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_p + \dot{m} \left[h_1 - h_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right]$$

Sehingga :

$$\text{daya Condensate Pump} = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

Perhitungan daya yang dibutuhkan *Condensate Pump* pada *cycle tempo* berbeda dengan daya yang dibutuhkan *Condensate Pump* berdasarkan *heat balance* PLTU unit 3 PT. PJB UP Gresik. Ini disebabkan laju alir massa uap dan *enthalphy* yang ada pada *cycle tempo* dengan *heat balance* PLTU berbeda sehingga daya yang dibutuhkan *Condensate Pump* berbeda

4.5.5 Daya boiler feed pump



Gambar 4.10 Profil aliran massa pada *Boiler Feed Pump*

Gambar 4.10 menunjukkan profil aliran massa yang masuk melalui *inlet* dan *outlet* pada *Condensate Pump*.

Perhitungan daya didapatkan melalui perhitungan termodinamika yang menghasilkan nilai :

$$0 = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_p + \dot{m} \left[h_1 - h_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right]$$

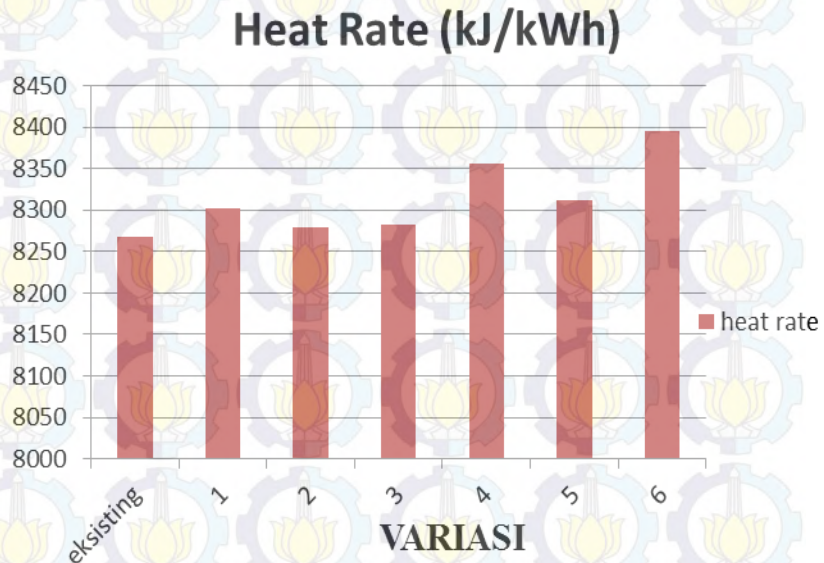
Sehingga :

$$\text{daya Boiler Feed Pump} = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

Perhitungan daya yang dibutuhkan *Boiler Feed Pump* pada *cycle tempo* berbeda dengan daya yang dibutuhkan *Boiler Feed Pump* berdasarkan *heat balance* PLTU unit 3 PT. PJB UP Gresik. Ini disebabkan laju alir massa uap dan *enthalphy* yang ada pada *cycle tempo* dengan *heat balance* PLTU berbeda sehingga daya yang dibutuhkan *Boiler Feed Pump* berbeda.

4.6 Hasil Analisis Sebelum dan Setelah dilakukan Variasi

4.6.1 Analisis Heat Rate Netto Setelah dan Sebelum Dilakukan Variasi



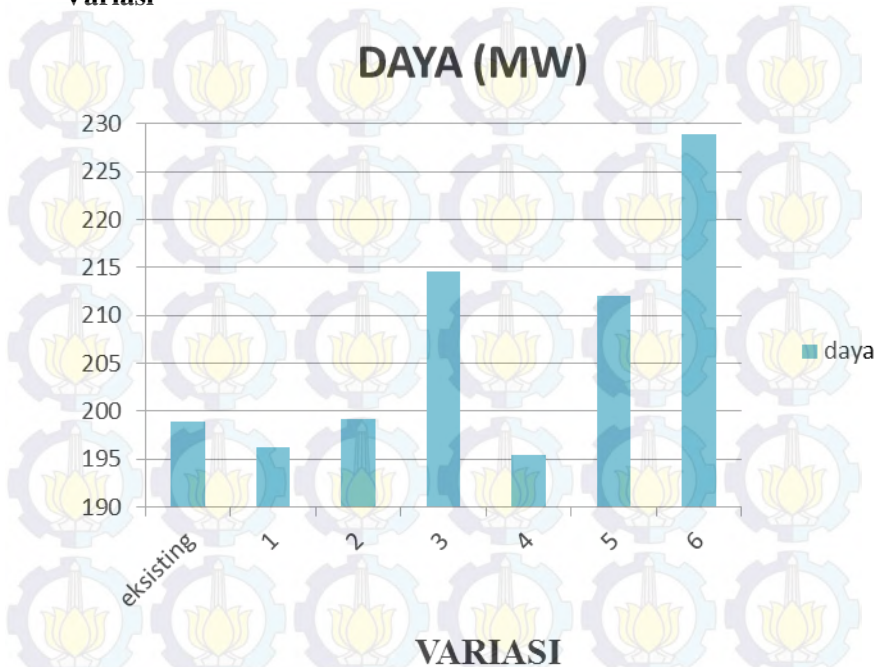
Gambar 4.11 Grafik *Heat Rate* pada Kondisi Eksisting dan Kondisi Variasi Berdasarkan *Cycle-Tempo*

Gambar 4.11 digambarkan tren *heat rate* pada kondisi eksisting dan setiap variasi yang dilakukan, kondisi *heat rate* sebesar 8268.103 KJ/kWh. *Heat rate* pada sebuah pembangkit bila semakin tinggi maka semakin buruk performa pembangkit tersebut. *Heat rate* adalah perbandingan antara daya input serta daya yang dihasilkan dengan maksud penggunaan bahan bakar untuk proses pembakaran di boiler terjadi secara efektif dan daya yang dihasilkan optimal ketika nilai *heat rate* rendah.

Heat rate yang tinggi menyebabkan konsumsi bahan bakar meningkat sehingga pengeluaran tinggi yang membuat pembangkit membutuhkan dana yang lebih banyak untuk bahan bakar. Penggunaan bahan bakar yang tinggi yang menyebabkan *heat rate* tinggi ini juga mengakibatkan daya dari pembangkit tersebut cenderung naik.. Pada kondisi variasi 1 yang memiliki *heat rate* 8301.93 kJ/kW.h, daya yang dihasilkan meningkat namun tak sebanding dengan jumlah kenaikan bahan bakar, ketika kenaikan jumlah bahan bakar lebih banyak dari pada kenaikan jumlah produksi daya, maka variasi ini akan mengalami kerugian

Tren pada gambar 4.11 menunjukkan bahwa pada terdapat *heat rate* yang tertinggi dan *heat rate* yang terendah. *Heat rate* tertinggi terdapat pada variasi ke enam dengan nilai *heat rate* sebesar 8395.2234 kJ/kWh. Keadaan ini disebabkan oleh penggunaan bahan bakar yang lebih untuk daya yang sangat tinggi. Variasi ke enam mempunyai daya tertinggi sehingga membutuhkan bahan bakar yang tinggi pula yang mengakibatkan *heat rate* naik. *Heat rate* paling rendah terdapat pada kondisi eksisting dari pembangkit dengan nilai sebesar 8268.1033 kJ/kWh yang sebanding dengan penggunaan bahan bakar. Kondisi eksisting adalah kondisi optimal menurut pembangkit secara aktual akan tetapi belum tentu sama dengan simulasi *software cycle-tempo*.

4.6.2 Analisis Daya Netto Setelah dan Sebelum Dilakukan Variasi



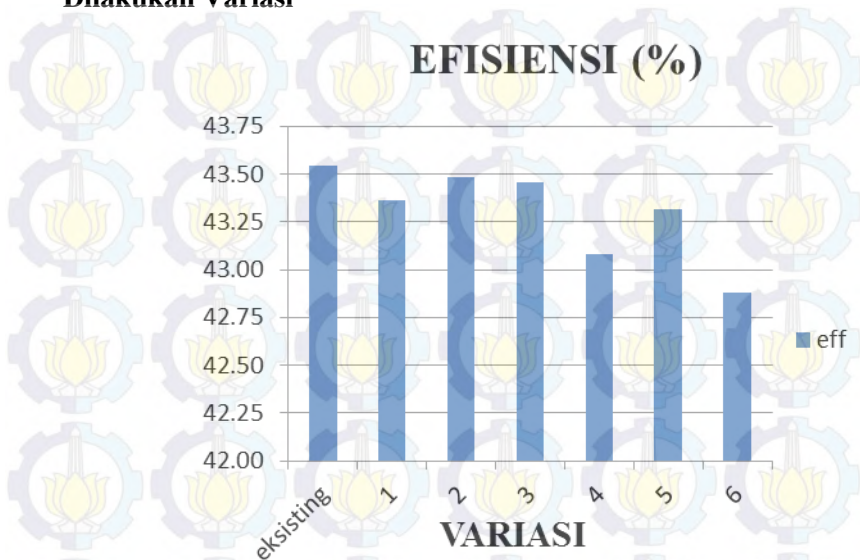
Gambar 4.12 Grafik Daya pada Kondisi Eksisting dan Kondisi Variasi Berdasarkan Cycle-Tempo

Gambar 4.12 dapat diperoleh sebuah tren grafik daya pembangkit netto, nilai daya tersebut diperoleh berdasarkan nilai daya yang dihasilkan oleh tiga tingkatan turbin setelah dikurangi oleh pemakaian sendiri untuk pompa dan kompresor sebagai pendukung system pembangkit tersebut. Data pada gambar 4.12 didapatkan langsung dari *software cycle-tempo* dengan memvariasikan kondisi *high pressure heater*, dengan menjaga kondisi *main steam* tetap sebesar 173.091 kg/s sesuai dengan kondisi eksisting pembangkit.

Tren grafik diawali dengan kondisi eksisting pada PLTU PT PJB Gresik Unit 3 dengan daya 198.879 MW. Hal ini terjadi pada kondisi eksisting, daya untuk memutar turbin berkurang sejalan dengan ditambahnya ekstraksi pada masing-masing *high pressure heater*. Pada variasi pertama HPH 3 dimatikan mengakibatkan daya dari pembangkit turun. HPH 3 yang dimatikan ini membuat jumlah laju aliran massa berjalan ke *bleed* turbin *high pressure* sehingga laju aliran massa dari HPH 3 diambil oleh *bleed* tersebut dimana terdapat dua HPH 1 dan 2 yang mengakibatkan bertambahnya laju aliran massa di antara kedua HPH tersebut. HPH 3 tersebut mempunyai laju aliran massa yang relatif kecil sehingga daya variasi pertama berkurang yang mengakibatkan variasi pertama turun dari menjadi 196.263 MW.

Hasil perhitungan daya yang ditunjukkan pada gambar 4.12 ini menyatakan bahwa terdapat daya yang terbesar dan daya yang terkecil sesuai dari hasil *running software cycle-tempo*. Variasi yang memiliki daya terkecil adalah variasi ke empat dimana hanya HPH 1 dalam keadaan menyala. Hasil variasi ini disebabkan oleh kondisi *software* yang menyatakan bahwa laju aliran massa berjalan menuju HPH 1 sehingga laju aliran dari HPH 2 diambil oleh HPH 1 dan laju aliran dari HPH 3 kembali menuju *low pressure turbine* dengan total daya variasi keempat sebesar 195.471 MW. Variasi yang memiliki daya terbesar adalah variasi ke enam dimana HPH 1 dan HPH 2 dalam keadaan mati. Hasil variasi ini dikarenakan oleh kondisi *software* yang menyatakan bahwa laju aliran massa dari HPH 1 dan HPH 2 langsung menuju ke reheater. Keadaan itu membuat laju aliran massa dari turbin HP langsung menuju ke reheater sehingga laju aliran massa cukup besar membuat daya total dari variasi ke enam menjadi 228.945 MW.

4.6.3 Analisa Efisiensi pembangkit Setelah dan Sebelum Dilakukan Variasi



Gambar 4.13 Grafik efisiensi pembangkit eksisting dan pada setiap variasi

Gambar 4.13 menunjukkan tren penurunan efisiensi pembangkit dari kondisi sebelum dan sesudah dilakukan pemvariasian. Pada kondisi eksisting nilai efisiensi pembangkit adalah 43.541 %. Nilai efisiensi dari pembangkit ini adalah nilai terbesar diantara semua variasi. Semakin rendah efisiensi pembangkit maka semakin buruk performa pembangkit. Hal ini menunjukkan perbandingan nilai jumlah daya yang dihasilkan dengan jumlah bahan bakar yang masuk.

Hasil perhitungan efisiensi pada *cycle-tempo* menjelaskan bahwa tren efisiensi dari eksisting sampe variasi ke tujuh menurun. Hal itu menjelaskan bahwa dengan pengurangan HPH efisiensi dari pembangkit cenderung menurun dibandingkan

dengan kondisi eksisting. Efisiensi rendah menjelaskan bahwa konsumsi bahan bakar yang digunakan cenderung besar sebanding dengan nilai *heat rate* yang cukup besar.

Pada variasi 1 dan 4 efisiensi turun disertai oleh daya yang turun. Hal itu disebabkan oleh banyaknya konsumsi bahan bakar yang digunakan namun daya tersebut turun dikarenakan sisa dari laju aliran massa dari HPH yang dimatikan mengalir menuju HPH saat kondisi menyala daripada melalui reheater yang mengakibatkan daya tersebut cenderung tidak naik. Efisiensi paling kecil dalam variasi ini adalah variasi ke enam dimana efisiensi yang dihasilkan hanya 42.881% sebanding dengan daya yang paling tinggi dan *heat rate* paling besar yang membuat jumlah massa bahan bakar meningkat. *Power* dari variasi 6 ini adalah yang terbesar disebabkan oleh laju aliran massa yang masuk dalam *bleed* turbin HP tidak ada dikarenakan HPH 1 dan HPH 2 dalam keadaan mati yang pada keadaan sebelumnya HPH 1 dan HPH 2 memiliki andil dalam pembangkit yang cukup signifikan.

4.6.4 Analisis Performa Pembangkit Setelah dilakukan Variasi

Beberapa grafik di atas telah membuktikan bahwa *heat rate*, *efisiensi*, dan *daya* dari pembangkit mempengaruhi optimasi pembangkit. Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis optimasi pembangkit ketika sudah dilakukan *running* melalui *software cycle-tempo*. Hal ini dapat diketahui manakah variasi yang memiliki efisiensi tertinggi, optimal, dan terburuk. Analisis ini digunakan sebagai informasi untuk mengetahui pengaruh operasi dari *feedwater heater* khususnya *high pressure heater* terhadap performa pembangkit.

Variasi yang memiliki nilai efisiensi paling tinggi adalah efisiensi kondisi eksisting sebesar 43.541%. Hal ini disebabkan dengan penambahan *feed water heater* secara optimal maka efisiensi pembangkit akan meningkat. Kondisi eksisting ini menjawab penelitian terdahulu dari **Junaidi dkk** tahun 2010 yang

menyimpulkan bahwa penambahan *feedwater heater* akan menaikkan efisiensi instalasi pembangkit listrik, namun kenaikan efisiensi akan menurun jika jumlah *feedwater heater* lebih dari 7. Penurunan tersebut sudah dapat terlihat dari tiap penambahan jumlah *feedwater heater* hingga 5 *feedwater heater*, dan peningkatan paling signifikan adalah ketika penambahan 1 dan 2 *feedwater heater*.

Variasi yang memiliki nilai optimal adalah variasi ke tiga dimana telah dijelaskan bahwa nilai *heat rate* yang relatif kecil mempengaruhi jumlah bahan bakar. Nilai dari *heat rate* sebesar 8282.5918 kJ/kWh, dayanya mencapai 214.517 MW, dan efisiensinya 43.457 %. Ketiga nilai tersebut yang mempunyai nilai cukup optimal bila dilihat dari grafik perbandingan di atas sesuai dengan *running software cycle-tempo*. Kondisi optimal dapat diambil ketika nilai daya dan efisiensi relatif tinggi dengan *heat rate* yang relatif kecil.

Variasi yang memiliki nilai paling buruk adalah variasi ke empat dimana nilai *heat rate* yang paling tinggi mempengaruhi jumlah bahan bakarnya. Nilai dari *heat rate* sebesar 8355.3 KJ/kWh, dayanya mencapai 195.471, dengan efisiensi paling kecil 43.083%. Kondisi ini berbanding terbalik dengan kondisi optimal dari pembangkit. Kondisi paling buruk diambil ketika nilai *heat rate* yang tinggi dengan pencapaian daya dan efisiensi yang rendah.

BAB V

PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Berdasarkan perancangan variasi pembangkit untuk pengaruh HPH 1, HPH 2, dan HPH 3 dengan menggunakan analisis didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Hasil penelitian yang telah didapatkan oleh *software Cycle-Tempo* untuk kondisi eksisting adalah daya sebesar 198.879 MW, *heat rate* sebesar 8268.1033 kJ/kWh, dan efisiensi sebesar 43.541 %
2. Variasi yang memiliki nilai optimal adalah variasi ke tiga dengan *heat rate* yang relatif kecil mempengaruhi jumlah bahan bakar. Nilai dari *heat rate* sebesar 8282.5918 kJ/kWh, dayanya mencapai 214.517 MW, dan efisiensinya 43.457 %.

5.2. Saran

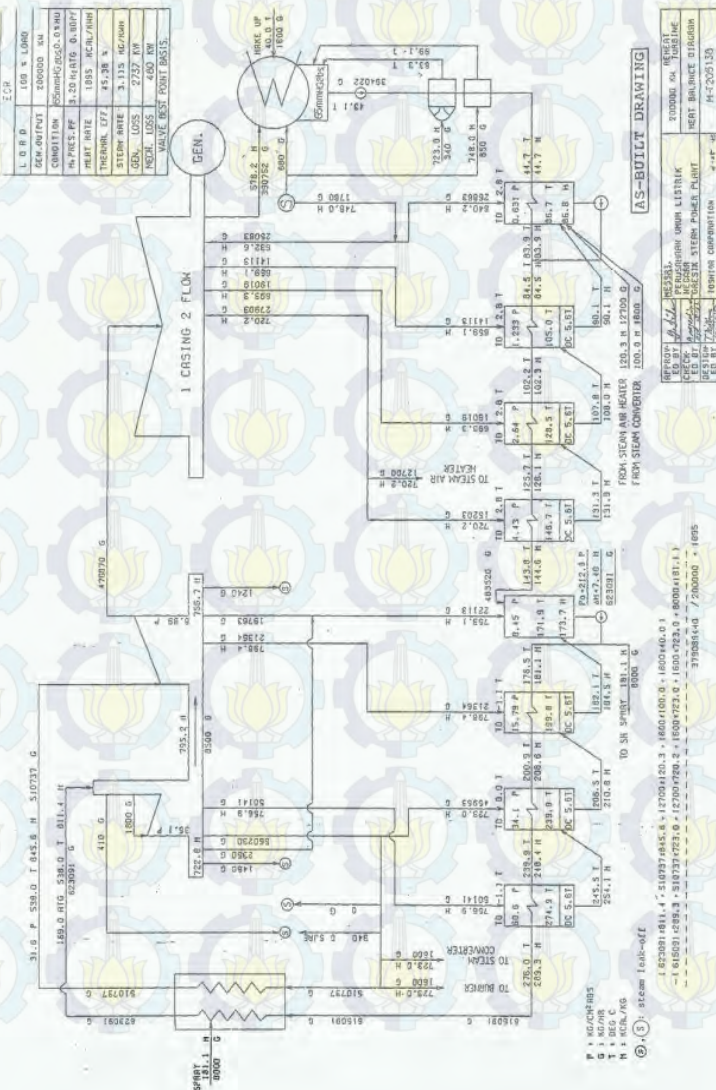
Beberapa saran yang dapat disampaikan setelah melakukan perancangan sistem pembangkit menggunakan *software cycle-tempo* adalah sebagai berikut:

1. Perlu adanya pelatihan mengenai *software cycle-tempo* agar mahasiswa yang akan menganalisa sistem pembangkit dapat menguasai materi jauh lebih baik.
2. Data *heat balance* yang didapatkan dari pembangkit harus lengkap karena efek dari kondisi nyata dengan kondisi pada *software* harus didefinisikan di dalam *software* agar mendapatkan nilai yang hampir sama dengan nilai pada kondisi aktual pembangkit.



LAMPIRAN

1. Heat Balance PLTU unit 3 PT PJB Gresik



2. Tabel Perbandingan data *heat balance* PLTU dan hasil simulasi *cycle-tempo*

Peralatan	Kondisi		Heat Balance	Cycle Tempo
Boiler	Masuk	p (bar)	165.73	165.7
		T (°C)	276	273.85
		h (kJ/kg)	1211.4	1201.47
		\dot{m} (kg/s)	173.081	173.081
	Keluar ke turbin HP	p (bar)	165.73	165.7
		T (°C)	538	538
		h (kJ/kg)	3397.17	3400.06
		\dot{m} (kg/s)	173.081	173.081
Turbin HP	Keluar (masuk ke HPH 1)	p (bar)	59.42	59.42
		T (°C)	389.7	386.96
		h (kJ/kg)	3177.36	3145.63
		\dot{m} (kg/s)	13.928	13.412
	Keluar (masuk ke HPH 2)	p (bar)	33.44	33.44
		T (°C)	317.45	313.67
		h (kJ/kg)	3027	3018.81
		\dot{m} (kg/s)	12.764	13.849
	Keluar (masuk ke reheater)	p (bar)	30.98	30.98
		T (°C)	312.34	310.85
		h (kJ/kg)	3026.22	3018.81
		\dot{m} (kg/s)	141.87	145.82
Reheater	Keluar (masuk	p (bar)	30.98	30.98

	ke Turbin IP)			
		T (°C)	538	538
		h (kJ/kg)	3540.36	3541.58
		\dot{m} (kg/s)	141.87	145.82
Turbin IP	Keluar (masuk ke HPH 3)	p (bar)	15.46	15.48
		T (°C)	439.5	440.99
		h (kJ/kg)	3342	3344.46
		\dot{m} (kg/s)	5.934	5.505
	Keluar (masuk ke Deaerator)	p (bar)	8.28	8.28
		T (°C)	365.42	366.3
		h (kJ/kg)	3153.08	3195.94
		\dot{m} (kg/s)	6.142	6.012
	Keluar (masuk ke Turbin LP)	p (bar)	8.71	8.71
		T (°C)	365.88	366.67
		h (kJ/kg)	3168.15	3195.94
		\dot{m} (kg/s)	132.242	134.303

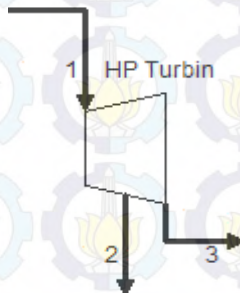
Peralatan	Kondisi		Heat Balance	Cycle Tempo
Turbin LP	Keluar (masuk ke LPH 1)	p (bar)	4.34	4.34
		T (°C)	291.48	293.55
		h (kJ/kg)	3015.33	3053.01
		\dot{m} (kg/s)	4.22	3.717
	Keluar (masuk ke LPH 2)	p (bar)	2.49	2.49

		T (°C)	235.88	239.24
		h (kJ/kg)	2905.22	2947.91
		\dot{m} (kg/s)	5.28	4.979
	Keluar (masuk ke LPH 3)	p (bar)	1.19	1.19
		T (°C)	169.82	172.73
		h (kJ/kg)	2759.52	2820.47
		\dot{m} (kg/s)	3.92	3.769
	Keluar (masuk ke LPH 4)	p (bar)	0.61	0.61
		T (°C)	125.74	118.09
		h (kJ/kg)	3517.17	2716.81
		\dot{m} (kg/s)	7.46	8.902
	Keluar (masuk ke Kondensor)	p (bar)	0.08	0.08
		T (°C)	42.3	41.51
		h (kJ/kg)	2420.81	2454.68
		\dot{m} (kg/s)	108.54	112.937

3. Contoh perhitungan berdasarkan perhitungan termodinamika

Daya PLTU berdasarkan *cycle tempo*

1. Daya Turbin HP

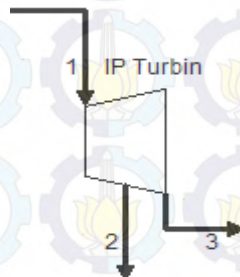


$$\text{daya turbin HP} = \dot{m}_1(h_1 - h_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2)(h_2 - h_3)$$

$$\begin{aligned} \text{daya turbin HP} &= 173.081 \text{ kg/s} (3400.06 - \\ &\quad 1201.47) \text{ kJ/kg} + \\ &\quad (173.081 - 13.928) \text{ kg/s} \\ &\quad (3400.06 - 3145.63) \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\text{daya turbin HP} = 64286.63 \text{ kW}$$

2. Daya Turbin IP

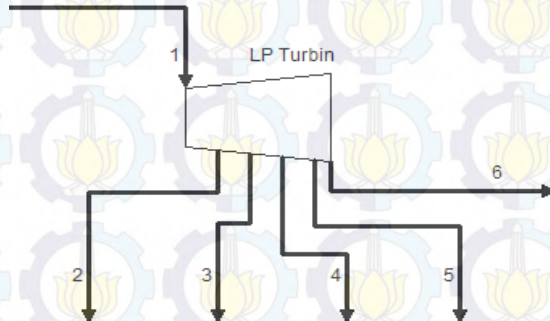


$$\text{daya turbin IP} = \dot{m}_1(h_1 - h_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2)(h_2 - h_3)$$

$$\begin{aligned} \text{daya turbin IP} &= 145.82 \text{ kg/s} (3541.58 - \\ &\quad 3344.46) \text{ kJ/kg} + (145.82 - \\ &\quad 5.934) \text{ kg/s} (3344.46 - \\ &\quad 3195.44) \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

daya turbin IP = 49583.84 kW

3. Daya Turbin IP

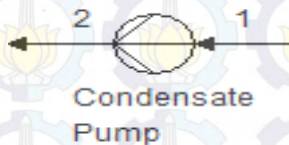


$$\text{daya turbin} = \dot{m}_1(h_1 - h_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2)(h_2 - h_3) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3)(h_3 - h_4) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4)(h_4 - h_5) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 - \dot{m}_5)(h_5 - h_6)$$

$$\begin{aligned} \text{daya turbin LP} = & 134.303 \text{ kg/s} (3195.94 - 3053.01) \text{ kJ/kg} + \\ & (134.303 - 4.22) \text{ kg/s} (3053.01 - 2947.91) \text{ kJ/kg} + \\ & (134.303 - 4.22 - 5.28) \text{ kg/s} (2947.91 - 2820.47) \text{ kJ/kg} + \\ & (134.303 - 4.22 - 5.28 - 3.92) \text{ kg/s} (2820.47 - 2716.81) \text{ kJ/kg} + \\ & (134.303 - 4.22 - 5.28 - 3.92 - 7.46) \text{ kg/s} (2716.81 - 2454.68) \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\text{daya turbin LP} = 91161.84 \text{ kW}$$

4. Daya Condensate Pump

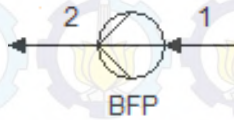


$$\text{daya Condensate Pump} = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

$$\begin{aligned} \text{daya Condensate Pump} = & 112.937 \text{ kg/s} \\ & (176.56 - 173.85) \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\text{daya Condensate Pump} = 305.88 \text{ kW}$$

5. Daya Boiler Feed Pump



$$\text{daya Boiler Feed Pump} = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

$$\text{daya Boiler Feed Pump} = 173.081 \text{ kg/s} \\ (756.08 - 727.29) \text{ kJ/kg}$$

$$\text{daya Boiler Feed Pump} = 4982.14 \text{ kW}$$

- Efisiensi PLTU berdasarkan *cycle tempo*

Efisiensi nett PLTU =

$$\frac{(\text{daya output generator} - \text{daya auxialary})}{(Q \text{ boiler} + Q \text{ reheater})}$$

$$(Q \text{ boiler} + Q \text{ reheater})$$

$$\text{Efisiensi nett PLTU} = \frac{(205032.31 - 6153.15) \text{ kW}}{(380533.31 - 76230.83) \text{ kW}}$$

$$\text{Efisiensi nett PLTU} = 43.541 \%$$

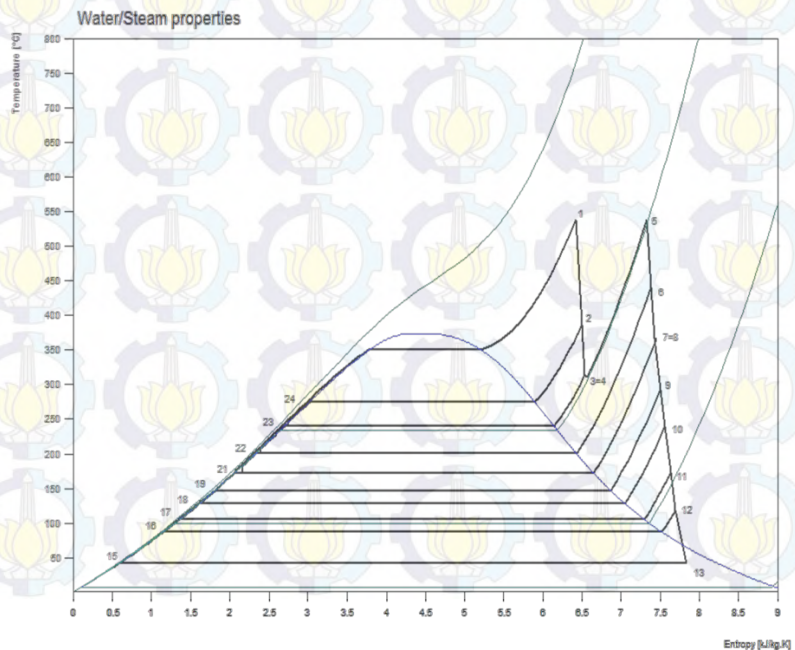
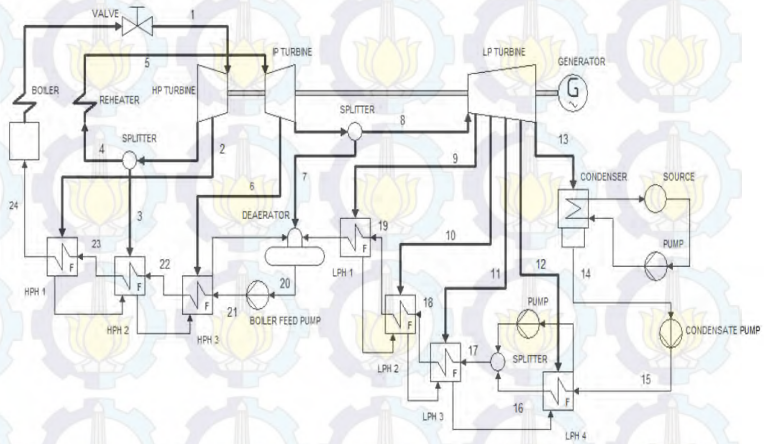
- *Nett Heat rate* PLTU berdasarkan *cycle tempo*

$$\text{Nett Heat rate PLTU} = \frac{(Q \text{ boiler} + Q \text{ reheater})}{\text{nett power output}}$$

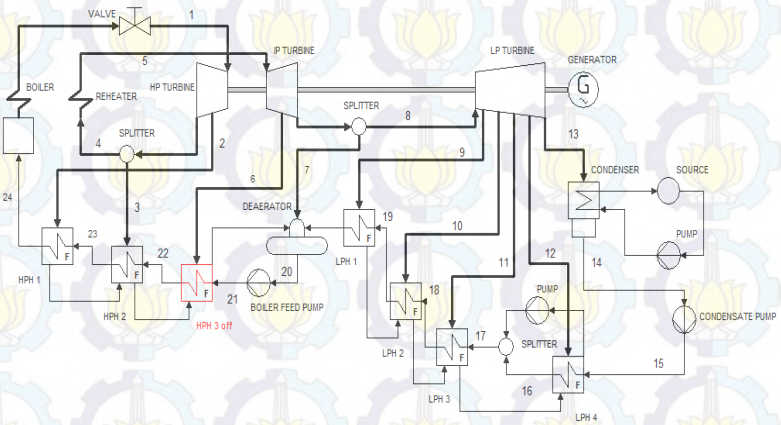
$$\text{Nett Heat rate PLTU} = \frac{456764.16}{198879.16}$$

$$\text{Nett Heat rate PLTU} = 2.296 \text{ kJ/kWs (3600 s/hr)} = 8268.096 \text{ kJ/kWh}$$

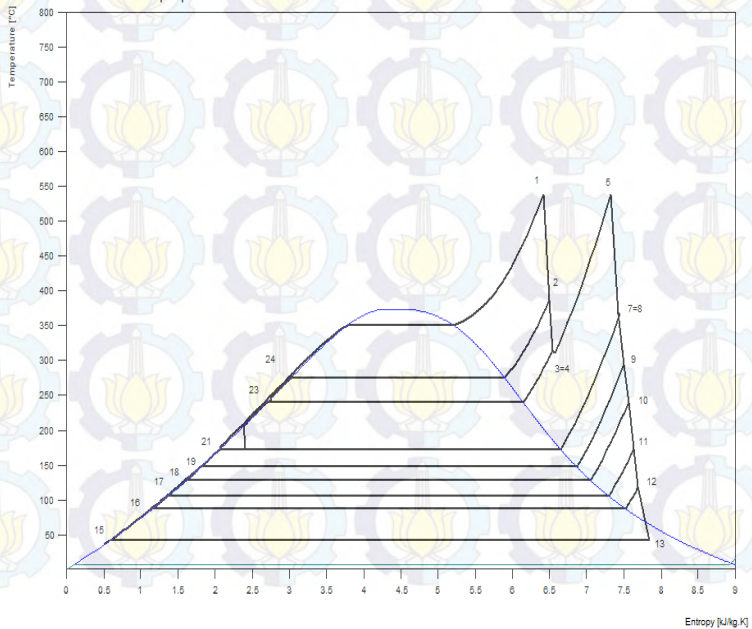
4. Skema pembangkit kondisi eksisting dengan T-s diagram



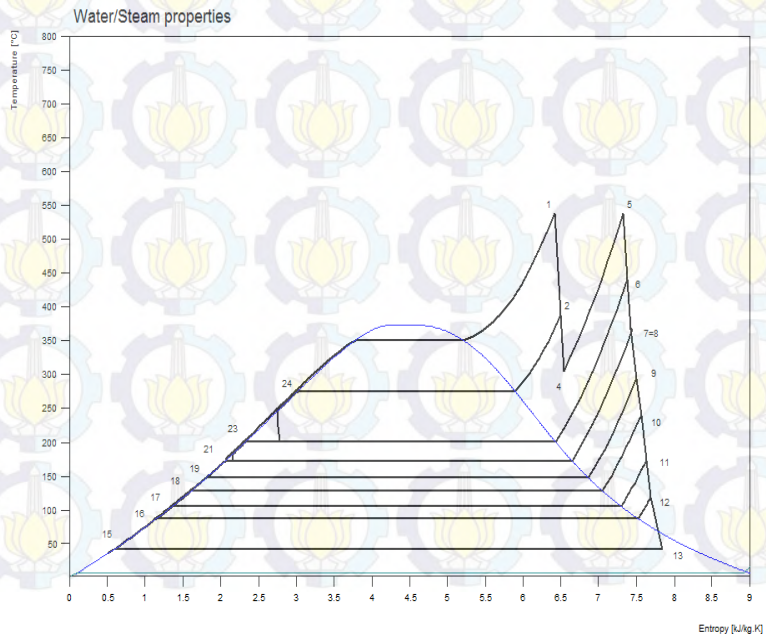
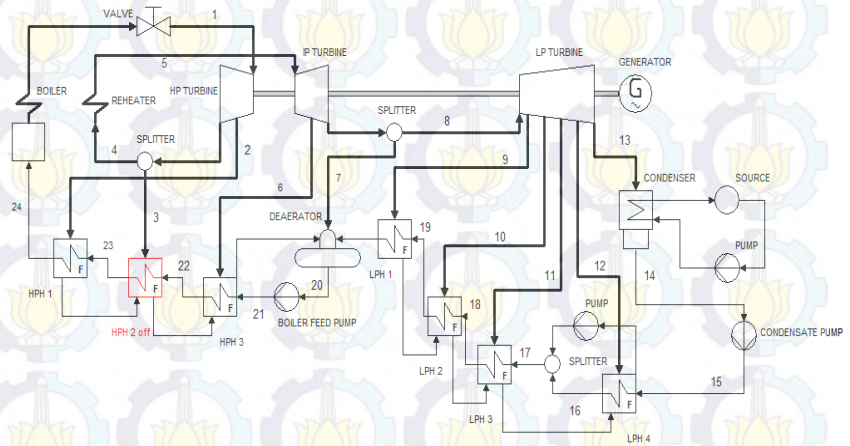
5. Skema pembangkit kondisi variasi HPH 3 off dengan T-s diagram



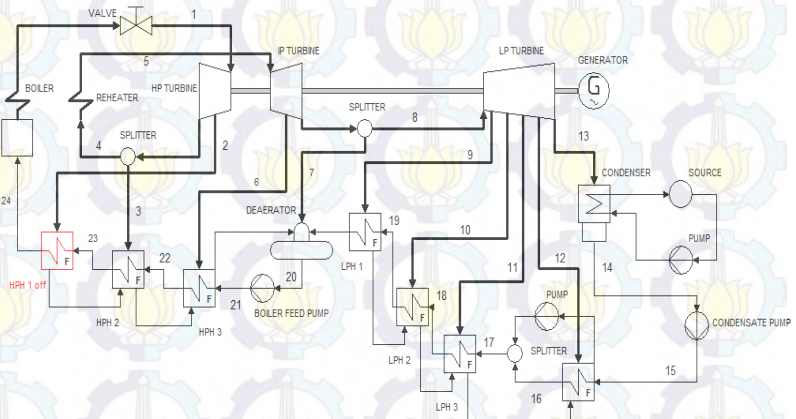
Water/Steam properties



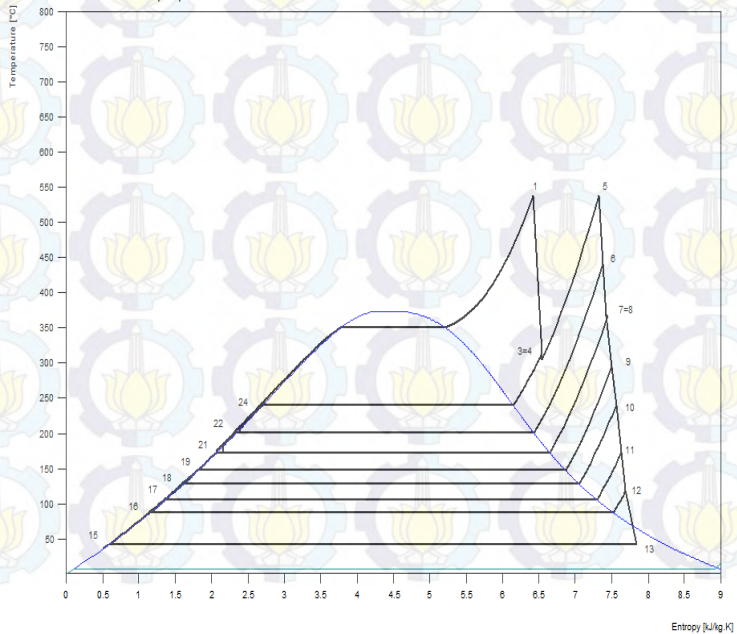
6. Skema pembangkit kondisi variasi HPH 2 off dengan T-s diagram



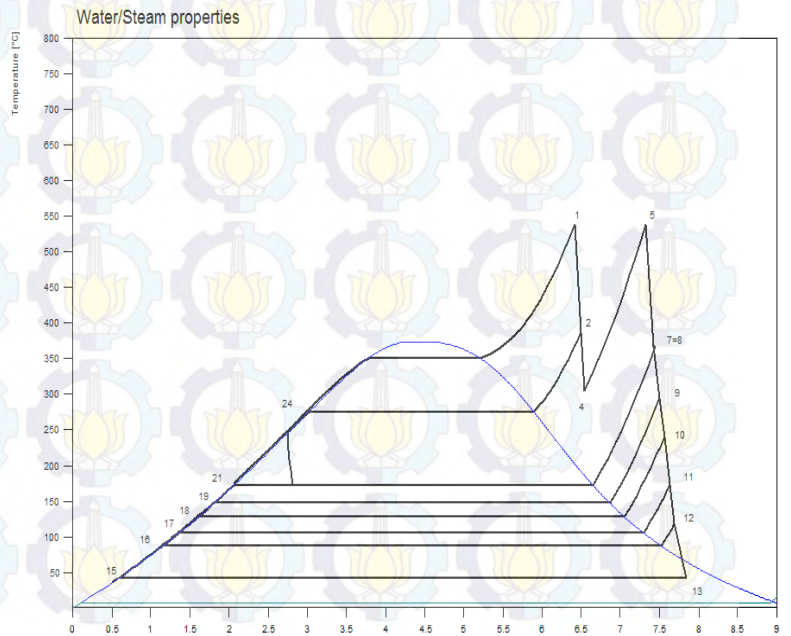
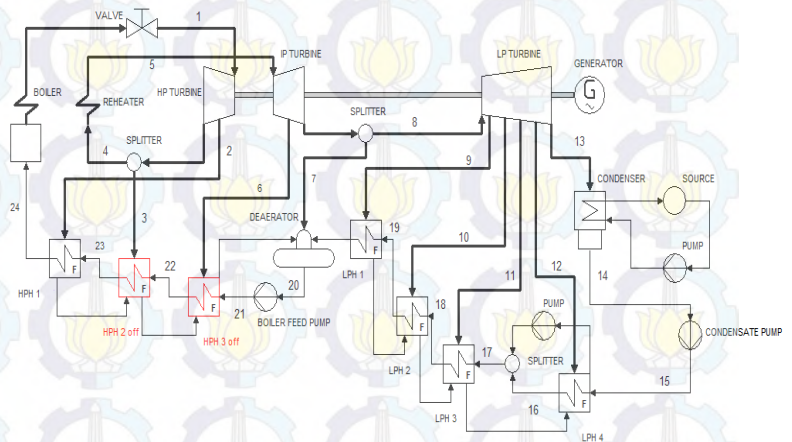
7. Skema pembangkit kondisi variasi HPH 1 off dengan T-s diagram



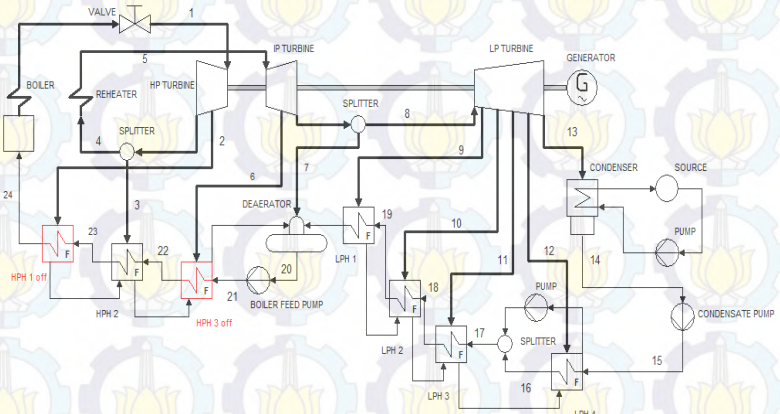
Water/Steam properties



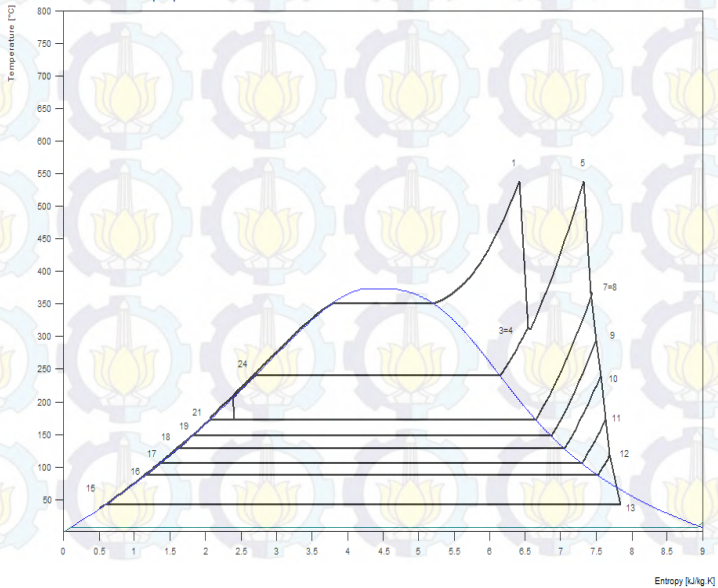
8. Skema pembangkit kondisi variasi HPH 2 dan 3 off dengan T-s diagram



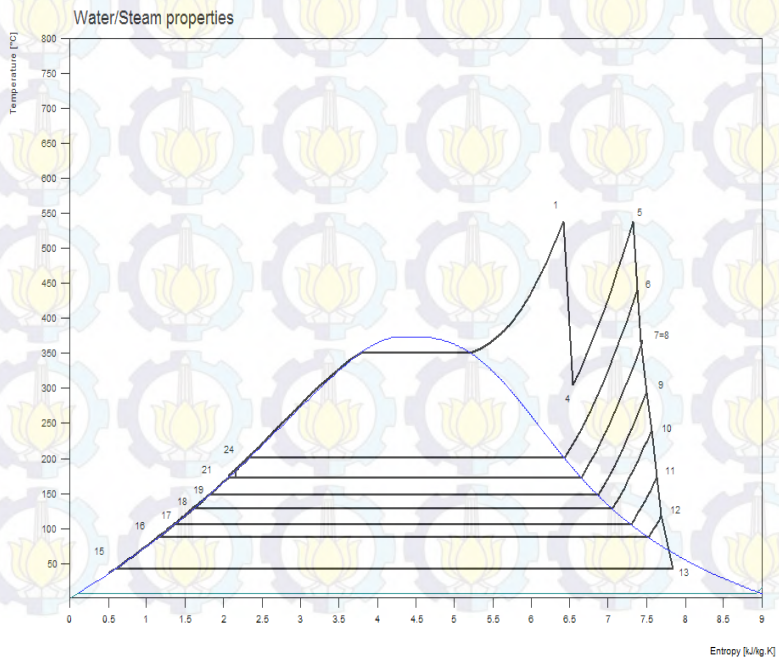
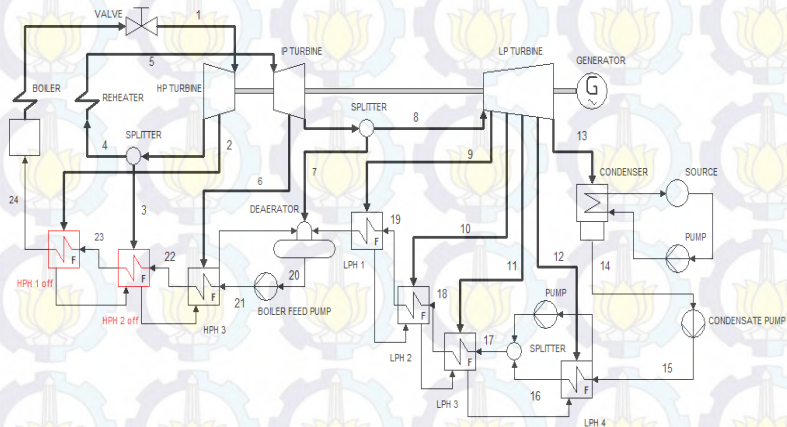
9. Skema pembangkit kondisi variasi HPH 1 dan 3 off dengan T-s diagram



Water/Steam properties



10. Skema pembangkit kondisi variasi HPH 1 dan 2 off dengan T-s diagram



DAFTAR PUSTAKA

- Albert, Paul. **Steam Turbine Thermal Evaluation and Assessment**. GE Power System Schenectady New York ; 2000.
- Junaidi, Dendi, I Made Suardjaja, Tri Agung Rohmat. **Kesetimbangan Massa dan Kalor Serta Efisiensi Pembangkit Listrik Tenaga Uap pada Berbagai Perubahan dengan memvariasikan Jumlah Feedwater Heater**. Seminar Nasional VI SDM Teknologi Nuklir Yogyakarta ; 2006
- Kurnia, Akbar. **Simulasi GateCycle Pengaruh Off Service High Pressure Heater Terhadap Performa Pembangkit Listrik Tenaga Uap 200 MW PT.PJB Gresik**. Penelitian Tugas Akhir Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya ; 2014
- Moran MJ, Shapiro HN. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. John Wiley & Sons Inc.; 2006.
- Stoll, Harry G. **Performance and Economic Considerations of Repowering Steam Power Plants**. GE Power System Schenectady New York ;1994
- Sudadiyo, Sri. **Desain Awal dan Analisis Turbin Helium Untuk Siklus PCU tanpa Intercooler pada RGTT200K**. Prosiding Pertemuan dan Presentasi Ilmiah - Penelitian Dasar Ilmu Pengetahuan dan Teknologi Nuklir Yogyakarta ; 2012.



BIODATA PENULIS



Rizki Candra Aditya lahir pada tanggal 24 April 1991 di Kediri. Anak dari orang tua terbaik bernama Adi Marinto dan Tuty Suharwati. Penulis merupakan anak ke-3 dari tiga bersaudara. Penulis memulai proses pendidikan untuk menuntut ilmu di SD Negeri 1 Ngadiluwih (1997-2003), SMP Negeri 1 Ngadiluwih (2003-2006), SMA Negeri 1 Kediri (2006-2009). Pada tahun 2009 penulis diterima di jurusan Teknik Mesin ITS Surabaya melalui persaingan ketat jalur SNMPTN dengan NRP 2109100129 dan menjadi bagian dari angkatan M52.

Selama masa kuliah, penulis aktif mengikuti organisasi Himpunan Mahasiswa Teknik Mesin dalam departemen umum dan juga Mesin Music Club dalam divisi persewaan dan perawatan. Penulis memilih bidang studi konversi energi yang fokus di Perpindahan Panas dan Massa. Penulis juga pernah mendapatkan pengalaman dalam kerja praktek di PT IGLAS GRESIK dan PT YTL JATIM. Dalam Tugas Akhir ini, penulis mengambil bidang studi Konversi Energi yang memiliki topik pembangkit di bawah bimbingan Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME. Penulis berkeinginan untuk mengabdikan segala ilmu yang diperoleh kepada masyarakat.

Untuk semua informasi, saran, maupun kritik yang ingin disampaikan kepada penulis, dapat disampaikan melalui email rizki.canditya@gmail.com



“ Halaman ini sengaja dikosongkan “